

République Algérienne Démocratiques et Populaire
Ministère de l'Enseignements Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université Ahmed Zabana de Relizane
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
جامعة أحمد زبانه - غليزان
كلية التكنولوجيا
قسم الهندسة الميكانيكية

Polycopié pédagogique

Titre du polycopié

Echangeurs de chaleur et Condenseurs

Cours destiné aux étudiants :

Filière : Génie mécanique

Option : **Energétique**

Parcours : Master 2

Semestre : S 3

Unité d'enseignement : matière fondamentale [2.1.2 Crédits:4 Coefficients:2]

Cours Présenté par Monsieur :

KAID AMEUR Djilali

Année universitaire 2023/2024

Echangeurs de chaleur

Introduction générale

I. INTRODUCTION

Principaux types d'échangeurs :

2. 1. Échangeurs a tubes co-axiaux
2. 2. Échangeurs multitubulaires, ou a faisceau de tubes
2. 3. Échangeurs à plaques
2. 4. Échangeurs a courants croisés
2. 5. Échangeur a courants partages (split flow)
2. 6. Échangeur à spirale :
2. 7. Échangeurs de chaleur et réacteurs
2. 8. Conclusion

Éléments de la théorie des échangeurs

Puissance thermique échangée

Loi de newton

3.1 Coefficient de transfert de chaleur global H

3.1.1. Fluide séparés par une paroi plane

3.1.2. Fluides séparés par des tubes cylindriques

3.1.3. Résistances d'encrassement

3.2 Calcul de ΔT_M – Cas des échangeurs à tubes co-axiaux

3.3. Coefficient de transfert de chaleur variable

3.4 Intérêt du contre-courant par rapport au co-courant

4.Cas général (échangeur multitubulaires)

4.1 Méthode du facteur de correction F

4.2 Méthode NUT

4.2.1 Efficacité de l'échangeur

4.2.2 Nombre d'unité de transfert

4.2.3 Relations pratiques

4.3 Exemples

4.4.Conclusion

5.1. Utilisation d'un échangeur existant

5.2 Dimensionnement

5.3. Conclusion

6.Éléments d'un échangeur tubes et calandres

6.1. La calandre

6.2. Le faisceau de tubes

6.3. Les chicanes

6.4. Les boîtes de distribution

6.5.Nomenclature des échangeurs tubulaires

6.5.1. Les boites d'extrémité avant

6.5.2. Les types de calandre

6.5.3. Les boites d'extrémité arrière

7. Dimensions Standards

7.1. Faisceau Tubulaire

7.2. Les chicanes

7.3. Calandre

7.3. Critères de sélections

7.4. Circulation des fluides

7.5. Boites de distribution et de retour

7.5.1. Dans le cas d'un fluide encrassant

7.5.2. Dans le cas de forts écarts de température entre les deux fluides

7.5.3. Tubes

7.5.4. Nombre de passes

7.5.5. Coté tubes

7.5.6. Coté calandre

7.5.7. Nombre de calandre

7.5.8. Vitesse des fluides, perte de charge

La méthode KERN

Introduction

Calcul des coefficients de transfert par la méthode de KERN

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs

Echangeurs de chaleur

Introduction générale

I. Introduction :

L'échange de chaleur entre deux fluides à températures différentes et séparées par une paroi solide intervient dans de très nombreuses réalisations industrielles. Le dispositif utilisé pour effectuer cet échange s'appelle "Echangeur de Chaleur". On le rencontre très fréquemment dans les procédés chimiques, mais il intervient aussi dans les systèmes de conditionnement d'air, dans les engins spatiaux, dans les unités de production d'énergie, etc. Le développement et le perfectionnement des échangeurs de chaleur sont très étroitement liés aux problèmes de l'utilisation rationnelle de l'énergie.

Les considérations économiques jouent un rôle primordial dans la conception et le choix de ces appareils. Dans chaque cas, on devra optimiser le système pour obtenir le meilleur accord ou compromis possible entre l'objectif d'efficacité et les impératifs d'encombrement, de poids, de prix de revient, etc. Il s'agit d'ailleurs souvent de cas d'espèce et certains de ces impératifs peuvent imposer le choix d'une solution qui n'est pas forcément la plus économique. C'est ainsi que dans les applications spatiales ou aéronautiques le poids ou la taille sont des paramètres de la plus haute importance qui peuvent faire passer au second plan les considérations financières/

L'étude détaillée de tous ces facteurs sortirait des limites de cet exposé, cependant nous insistons sur leur importance qu'un ingénieur n'a pas le droit d'ignorer.

Dans ce qui suit, on se bornera à exposer les méthodes qui permettent de calculer la taille et le type d'échangeur nécessaire pour atteindre un objectif donné en se limitant aux

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

systèmes dans lesquels le transfert de chaleur se fait essentiellement par conduction et par convection. Ceci ne veut pas dire que le rayonnement ne joue aucun rôle dans les échangeurs de chaleur: dans de nombreuses applications spatiales c'est au contraire lui qui constitue le mode de transfert de loin le plus important.

On trouvera dans ce cours une première partie (celle-ci) sur les principaux types d'échangeurs suivis d'une seconde sur le calcul général de la puissance échangée ou des coefficients globaux de transfert de chaleur. La troisième partie est consacrée à la description et au calcul des échangeurs tubes-calandre, alors que la quatrième partie concerne les échangeurs à plaques. Dans les deux cas, un exercice d'application permettra d'illustrer et d'appliquer les notions exposées. Les condenseurs et les rebouilleurs seront abordés respectivement dans les cinquièmes et sixièmes parties. Enfin, le cas du transfert thermique dans les réacteurs agités fera l'objet de la septième partie et les règles générales de dimensionnement des autres types d'échangeurs seront abordées dans la huitième et (provisoirement) dernière partie.

Principaux types d'échangeurs :

Il existe différents types d'échangeurs de chaleur que l'on peut classer en fonction de la disposition relative des deux fluides. On se limitera, dans tout cet exposé, aux échangeurs par contact indirect, c'est-à-dire dont les fluides échangent de la chaleur à travers une paroi physique. Le fonctionnement et le dimensionnement des échangeurs à contact direct (tour de refroidissement, colonne à plateau ou à garnissage...)

2. 1. Échangeurs à tubes coaxiaux

La configuration la plus simple est celle dans laquelle les deux fluides se meuvent soit dans le même sens soit en sens contraire. Le cas de loin le plus fréquent est celui où les fluides circulent dans des tubes concentriques ou coaxiaux. Les fluides circulent alors soit dans le même sens (échangeurs à co-courant, figure 1, cas assez rarement rencontré, du fait de sa faible efficacité), soit en sens contraire (échangeurs à contre-courant, figure 2).

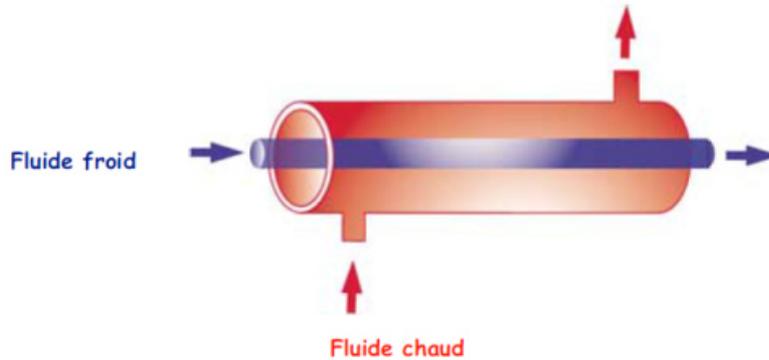


Figure 1: Echangeur à Co-courant: les écoulements des fluides sont parallèles et de même sens.

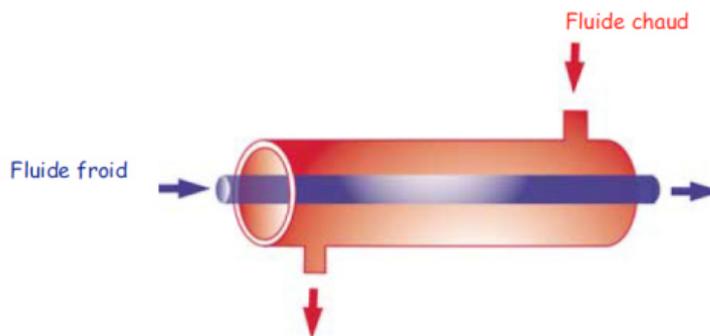


Figure 2: Echangeur à contre-courant: les écoulements sont parallèles mais de sens contraire

Ce dernier type d'échangeur (tubulaire, à tubes coaxiaux et à contre courant) est assez fréquemment rencontré dans l'industrie. Il prend généralement une forme compacte, comme l'attestent les clichés (issus de documents industriels) présentés (figure 1). Ses principaux avantages sont sa facilité de fabrication et d'entretien, son faible coût, sa gamme étendue de fonctionnement en température et en pression, et sa relative compacité. Toutefois, du fait de leurs faibles rapports "surface d'échange / volume d'échangeur" ces échangeurs seront limités aux faibles puissances échangées.

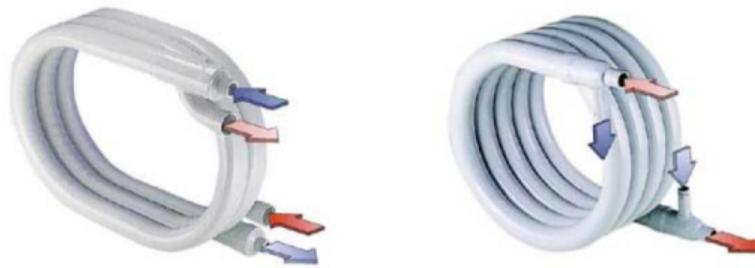


Figure 3: Echangeurs tubulaires à tubes à tubes coaxiaux et à contre courant

2. 2. Échangeurs multitubulaires, ou a faisceau de tubes

En pratique, les échangeurs à tubes coaxiaux ne permettent pas d'obtenir des surfaces d'échange de grande étendue.

C'est pourquoi on dispose fréquemment un faisceau de tube à l'intérieur d'une enveloppe dénommée "calandre", l'un des fluides circulant à l'intérieur des tubes et l'autre autour des tubes, à l'intérieur de la calandre (voir figure 4, ci-dessous). En général, on ajoute des chicanes qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et donnent naissance à une composante de vitesse orthogonale aux tubes. Il en résulte une augmentation du coefficient de transfert à la surface externe des tubes.

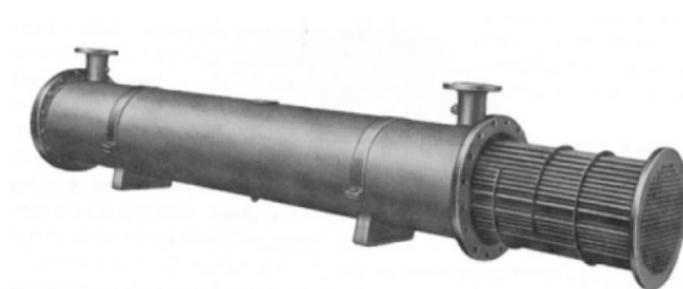


Figure 4 : Vue semi-éclatée d'un échangeur tube calandre

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Afin de diminuer l'encombrement des échangeurs tubes calandre (en longueur principalement) et d'améliorer les conditions de transfert, on oblige fréquemment le fluide à traverser successivement plusieurs sections du faisceau de tubes, comme le montre la figure 5-1. On parle alors d'échangeur à 2, 4, 6 ou plus... passes tubes. De la même façon, on peut obliger le fluide à passer successivement dans deux ou plusieurs parties de la calandre (voir figure 5-2), et l'on parle alors d'échangeur à 2, 4... passes calandre.

Les échangeurs tubes calandre sont généralement dénommés et construits selon les standards

TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) qui définit les différents types d'extrémité avant, arrière et de calandre (voir table 1). Il existe de fait de nombreuses configurations d'échangeurs multitubulaires dérivants de ces modèles types. À titre d'illustration, un échangeur type AEL est présenté ci-dessous.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

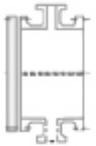
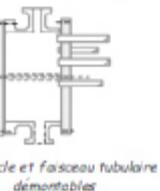
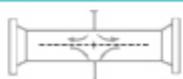
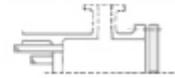
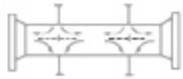
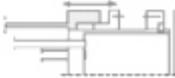
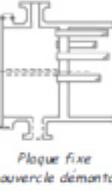
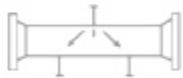
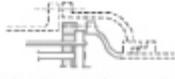
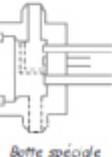
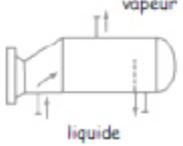
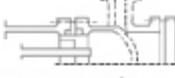
EXTRÉMITÉ AVANT (types de bêtes fixes)	TYPES DE CALANDRES	EXTRÉMITÉ ARRIÈRE (types de bêtes)
A  Bête avec couvercle démontable	E  Simple passe	L  Plaque tubulaire formant Bride de calandre avec bête type A
B  Bête à fond bombé monobloc	F  Deux passes avec chicane longitudinale	M  Plaque tubulaire formant Bride de calandre avec bête type B
C  Couvercle et faisceau tubulaire démontables	G  Circuit divisé par chicane longitudinale	N  Plaque tubulaire soudée à l'intérieur de la calandre avec bête type C
	H  Double circuit divisé par chicanes longitudinales	P  Tête glissante extérieure avec presse garniture
 Plaque fixe et couvercle démontable	J  Circuit divisé par chicanes transversales	S  Tête flottante à contre bride
D  Bête spéciale pour haute pression	K  Rebouilleur type Kettle	T  Tête flottante à passage libre
		U  Faisceau tubulaire en U
		W  Tête glissante intérieure avec presse-étoupe à détecteur de fuite

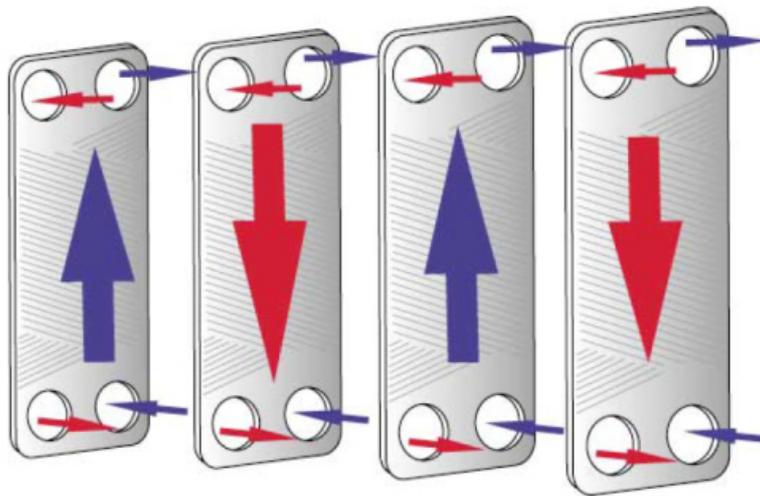
Table 1: Désignation des échangeurs tubes calandre selon les standards TEMA

Nous retiendrons que les échangeurs tubes calandre sont de loin les plus utilisés dans l'industrie, que ce soit pour les échanges liquide – liquide, les condensations ou évaporations. Leurs avantages sont les mêmes que ceux des échangeurs à tubes coaxiaux (facilité de fabrication, faible coût, large gamme de fonctionnement en température et en pression) tout en développant des

2. 3. Échangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques, de développement relativement récent, permettent d'atteindre des compacités encore plus élevées que les échangeurs tubes-calandre.

Ils consistent en une succession de plaques de métal entre lesquelles circulent alternativement les fluides "froid" et "chaud", comme l'illustrent l'animation et la figure ci-dessous (d'après Alfa Laval).



Figures 5: Echangeurs à plaques et joints (Alfa Laval)

On remarque que les flux "chaud" et "froid" sont chacun divisés en $(n-1)/2$ courants (n étant le nombre de plaques, généralement impair) qui s'écoulent chacun entre deux plaques. Ainsi, chaque "élément" de fluide ne fait qu'un seul passage entre deux plaques. Les plaques sont par ailleurs généralement rugueuses, de façon à améliorer le transfert de chaleur. Il en résulte toutefois une augmentation de la perte de charge à la traversée de l'appareil, si bien que l'ingénieur de génie chimique aura à optimiser le dimensionnement de l'échangeur à plaque en tenant compte du transfert de chaleur mais aussi de la perte de charge maximale autorisée dans l'installation.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Les échangeurs à plaques sont des appareils compacts et de très hautes performances. Leurs avantages sont liés à leur faible encombrement, leurs coefficients de transfert de chaleur élevés, le faible coût de l'installation, et la possibilité (par démontage de l'installation) de nettoyer ou modifier la surface d'échange.

On réservera:

- les échangeurs à plaques et joints pour des températures et pressions modérées

(Voir figure 6)

- les échangeurs à plaques brasées pour des températures et pressions élevées

(Figure 7)

Les inconvénients de ces échangeurs sont liés à leurs avantages: fortes pertes de charges dans l'installation, et difficultés de fonctionnement pour des débits "chauds" et "froids" très différents. Ils sont toutefois de plus en plus fréquemment utilisés dans l'industrie.



Figures 6: Echangeurs à plaques et joints



Figure 7: Echangeurs à plaques brasées

2. 4. Échangeurs a courants croisés

Une autre configuration est celle des échangeurs à courants croisés dans lesquels les directions des écoulements sont le plus souvent orthogonales. Ce type d'échangeur est normalement utilisé

Lorsqu'un gaz circule autour des tubes d'un faisceau à l'intérieur desquels s'écoule un liquide. Deux dispositions sont alors possibles :

Dans le cas du faisceau de tubes à ailettes (figure 6) on dit que le courant gazeux ne subit pas de mélange ou brassage, puisqu'il ne peut se déplacer que dans une direction perpendiculaire à l'écoulement. Pour les mêmes raisons, le liquide qui circule à l'intérieur des tubes est également considéré comme non mélangé ou non brassé.

Remarque

Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère nettement moins bon calo - vecteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes s'impose autour des tubes ou quelquefois dans les tubes afin que la résistance thermique globale ne soit pas principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique. C'est le cas des échangeurs gaz-liquide.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Les batteries à ailettes sont constituées d'un faisceau de tubes, réparties en rangs ou nappes, dans lesquels circule un fluide caloporteur ayant un bon coefficient d'échange. Le fluide extérieur étant un gaz (air généralement), nécessite un ailettement externe des tubes pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externes et internes.

2 . Lorsqu'il n'y a pas d'ailettes (figure 7) les mouvements transversaux du gaz deviennent possibles et l'on considère alors que ce fluide est brassé.

Le dimensionnement des échangeurs à courants croisés se fait de la même façon que les échangeurs tubes-calandre. Seul un coefficient de correction doit être pris en compte dans le calcul de la surface d'échange.

2. 5. Échangeur a courants partages (split flow)

Il s'agit ici d'introduire le fluide qui circule dans la calandre au milieu de celle-ci, et non plus à l'une des extrémités (voir figure 7). Son évacuation se fera bien évidemment à chaque extrémité.

Ce type de configuration est utilisé dans certains cas particuliers, par exemple :

- lorsqu'un des fluides ne doit subir que des variations de température assez faibles comparées à celles de l'autre fluide,
- lorsque la perte de charge admissible est petite. En effet en introduisant le fluide au milieu de l'appareil la perte de charge correspondante ne sera que le huitième environ de celle qui résulterait du passage dans un échangeur classique à une passe calandre.

Cette diminution provient du fait que l'on divise par deux le débit massique et par deux également la longueur du parcours dans la calandre (la perte de charge est proportionnelle au carré du débit).

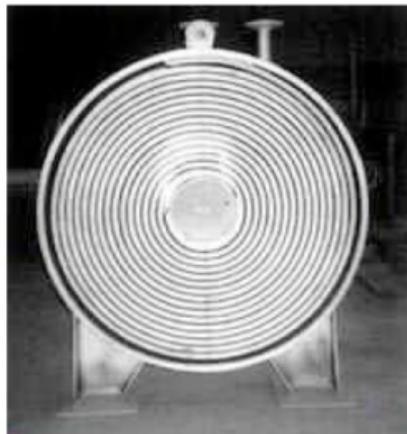
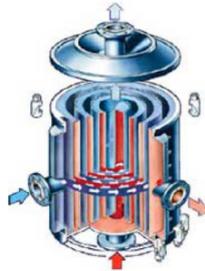
Le fonctionnement des échangeurs à courants partagés est le même que celui des échangeurs à tubes et calandre. Seule la modification du débit de fluide dans la calandre

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Doit être prise en compte dans le calcul du coefficient de film et de la perte de charge côté calandre.

1. 6. Échangeur à spirale :

L'échangeur de chaleur spiralé est constitué de deux bandes de métal soudées formant une spirale composée de deux canaux distincts continus et étanches. Le fluide chaud passe par un premier canal tandis que le second transite par le second. Le transfert de chaleur s'opère à travers les parois des canaux.



Figures 8: Echangeur spiralé

2. 7. Échangeurs de chaleur et réacteurs

De nombreuses applications industrielles des processus de transfert de chaleur concernent par ailleurs le maintien en température d'un réacteur. Il s'agira par exemple de limiter l'augmentation de température d'un réacteur siège d'une réaction exothermique, ou bien d'assurer le préchauffage de réactifs avant le démarrage d'une réaction.

Ceci est assuré dans de nombreux cas par l'adjonction d'une double enveloppe autour du réacteur (figure 9). Selon les quantités de chaleur à évacuer, l'écart de température maximal acceptable et le budget alloué à l'opération, on utilisera (par investissement croissant) des doubles enveloppes simples (type réacteurs de laboratoire) des doubles enveloppes à buses, ou encore des serpentins extérieurs, types demi-coques. Le transfert de chaleur dépendra bien évidemment des températures et conditions hydrodynamiques dans la double enveloppe, mais aussi de l'agitation au sein du réacteur.

Le dimensionnement des réacteurs à double enveloppe sera présenté dans le chapitre IIe.

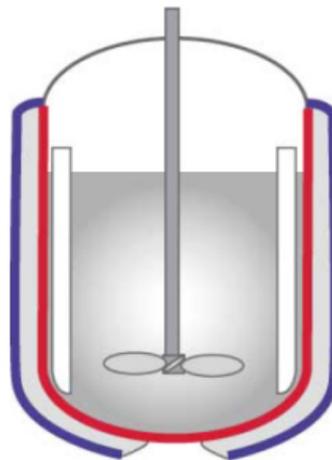


Figure 9 : Réacteurs doubles enveloppe simples

Les serpentins internes permettent aussi le maintien en température des réacteurs. Un fluide frigo- ou caloporteur circule dans le serpent, qui échange directement de la chaleur avec le milieu réactionnel. Le serpent améliore de plus l'hydrodynamique

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

interne du réacteur, ce qui favorise bien évidemment le transfert de chaleur. Les limitations concernent ici l'encrassement ou les difficultés de nettoyage de l'installation (notamment entre les spires) ce qui, en atelier polyvalent, présente un risque élevé de contamination croisée.

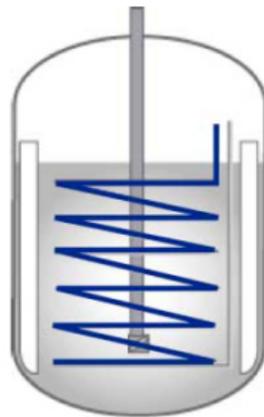


Figure 10 : Réacteur avec serpentin interne (serpentin hélicoïdal)

Conclusion

La liste d'échangeurs présentée ici n'est en aucun cas exhaustive. Il existe de nombreux autres types d'appareils (le simple fait de taper «Echangeurs de chaleur» sur un moteur de recherche vous donnera une idée du nombre de fabricants ou de produits), développés pour des applications spécifiques et que nous ne pouvons bien évidemment pas lister ici.

Nous nous sommes limités aux appareils les plus fréquemment rencontrés dans l'industrie chimique, tout en couvrant des domaines de fonctionnement ou d'application les plus variés possible.

La compréhension du fonctionnement et la maîtrise du dimensionnement des appareils présentés dans ce chapitre devraient permettre à tout ingénieur de génie chimique

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

d'aborder sereinement l'étude et la conception d'appareils plus complexes ou plus originaux.

Distribution des températures dans un échangeur

Avant de terminer ce chapitre, nous pensons qu'il est important de bien comprendre comment les températures varient dans un échangeur de chaleur.

Les températures des fluides évoluent effectivement pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas, sa température restera constante (uniquement durant le changement de phase d'un corps pur). Les figures suivantes donnent l'allure de quelques distributions de température dans des échangeurs très simples. On a porté en abscisses la valeur de la surface d'échange, variant depuis zéro, à l'entrée de l'appareil, jusqu'à sa valeur totale S , à la sortie de l'échangeur. Les températures sont repérées à l'aide d'indices: « e » signifiant entrée et s sortie, c désignant le fluide chaud et f le fluide froid.

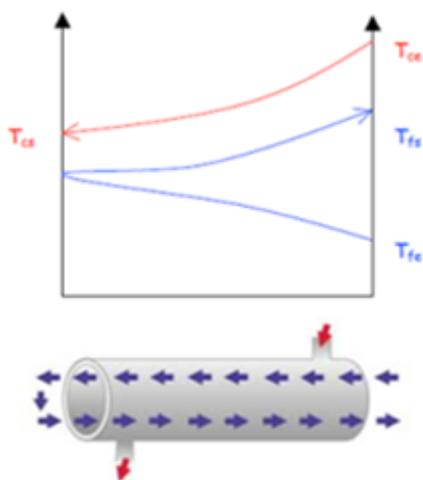


Figure 11 Echangeur tube calandre
1Passe calandre-et 2 passes tubes

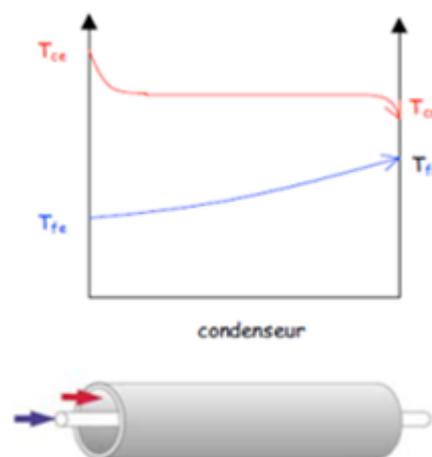


Figure 12 Ondenseur avec
désurchauffe de la vapeur et
refroidissement du liquide

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

On remarque en particulier sur ces figures que :

- dans un échangeur à contre-courant pur, la température de sortie du fluide froid peut être supérieure à celle de sortie du fluide chaud, cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique,
- dans un échangeur à co-courant pur, les températures de sortie des deux fluides sont au mieux égales, et que l'écart de température (la force motrice de l'échange de chaleur) diminue alors que l'on progresse le long de l'échangeur, ce qui bien évidemment diminue l'efficacité de l'appareil,
- la température de sortie du fluide froid dans un échangeur tube calandre peut être supérieure à celle de sortie du fluide chaud, et que l'écart de température entre les deux fluides varie de façon non linéaire le long de l'échangeur,
- enfin, même si la condensation d'une vapeur pure se fait à température constante, le fluide froid s'échauffe continûment le long de l'échangeur.

Il est important de garder en mémoire ces différents schémas types de fonctionnement des échangeurs, car l'écart de température entre les deux fluides est une des données fondamentales de leur dimensionnement.

Éléments de la théorie des échangeurs

On décrit dans ce chapitre le calcul général de la puissance échangée dans les échangeurs de chaleur (et donc le calcul de l'une des températures de sortie) ainsi que la détermination des coefficients de chaleur H nécessaires à la réalisation de l'échange.

Puissance thermique échangée

Considérons un système parfaitement calorifugé en régime permanent constitué par la surface d'échange S , de part et d'autre de laquelle circulent deux fluides, l'un chaud (indice c) et l'autre froid (indice f) – voir figure 13.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

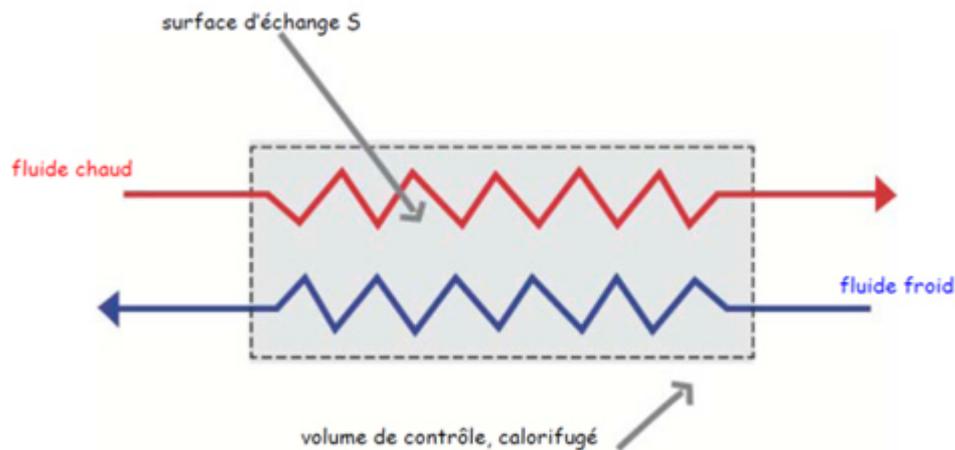


Figure 13 Calcul de la puissance thermique échangée

Avec la relation égalant le flux du fluide chaud à celui du fluide froid avec les débits massiques, chaleurs spécifiques et leurs températures d'entrée et de sortie pour chacun des deux fluides

Puisqu'il n'y a pas de pertes, la chaleur totale perdue par le fluide chaud par unité de temps Φ est intégralement gagnée par le fluide froid et on peut écrire :

$$\Phi = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

Cette relation générale permet bien évidemment de calculer le flux de chaleur échangé dans un appareil, mais est aussi fréquemment utilisée pour calculer l'une des inconnues du système (température de sortie ou débit), connaissant toutes les autres.

Loi de newton

Si l'on désigne par H le coefficient de transfert de chaleur global (pour un échangeur donné), une autre relation peut être obtenue en reliant Φ à la différence de température ΔT entre les fluides chaud et froid, avec $\Delta T = T_c - T_f$.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Pendant comme T_c et T_f varient en fonction de la position le long de l'échangeur , il faudra utiliser cette loi (la loi de Newton) sous la forme :

$$\phi = H.S.\Delta T_m \quad (1)$$

où ΔT_m est la valeur moyenne de la différence de température pour l'ensemble de l'échangeur.

Comme nous l'avons vu , cette différence peut varier le long de l'échangeur et nous verrons plus loin dans ce chapitre comment l'estimer pour différentes configurations d'échange.

Dans tous les cas, les relations (1) et (2) permettent d'analyser les performances thermiques de l'appareil ainsi que son dimensionnement. En effet, le coefficient de transfert de chaleur H peut être défini en utilisant des relations simples précédemment établies (cf cours "Transfert de chaleur et de Matière") à partir des coefficients de transfert convectifs (ou coefficients de film) associés au fluide chaud et au fluide froid et de la conduction à travers la paroi.

3.1 Coefficient de transfert de chaleur global H

3.1.1. Fluide séparés par une paroi plane

Si les fluides sont séparés par une paroi plane, l'égalité des flux dans les couches limites hydrodynamiques et dans la paroi métallique permet de calculer le coefficient global de transfert de chaleur H . On note h_c et h_f les coefficients de transfert des fluides chaud et

froid, circulant de part et d'autre de la paroi d'épaisseur e et de conductibilité thermique λ . L'égalité des flux de chaleur conduit à la relation :

$$\phi/S = h_c (T_c - T_{cp}) = (\lambda/e)[T_{cp} - T_{fp}] = h_f (T_{fp} - T_f) \quad (2)$$

Et, par définition du coefficient global de transfert de chaleur, on a aussi :

$$\phi/S = H (T_c - T_f) \quad (3)$$

On tire alors de la relation (3) :

$$(\phi/S) \cdot (1/h_c + e/\lambda + 1/h_f) = (T_c - T_{cp})(T_{cp} - T_{fp}) + (T_{fp} - T_f) = (T_c - T_f) \quad (4)$$

Alors que la relation (4) conduit à :

$$(\phi/S) \cdot 1/H = (T_c - T_f) \quad (5)$$

On en déduit alors, par identification des deux relations précédentes :

$$(1/H) = 1/h_c + e/\lambda + 1/h_f \quad (6)$$

3.1.2. Fluides séparés par des tubes cylindriques

Pour les tubes cylindriques, si d_i et d_e désignent respectivement les diamètres intérieur et extérieur, h_i et h_e les coefficients de transfert thermique correspondants, on utilisera

l'une ou l'autre des relations (7) et (8) selon que l'on prendra comme référence la surface interne ou la surface externe du tube :

$$1/H_i = 1/h_i + (d_i/2\lambda) \ln(d_e/d_i) + (d_i/d_e)/h_e \quad (7)$$

Avec :

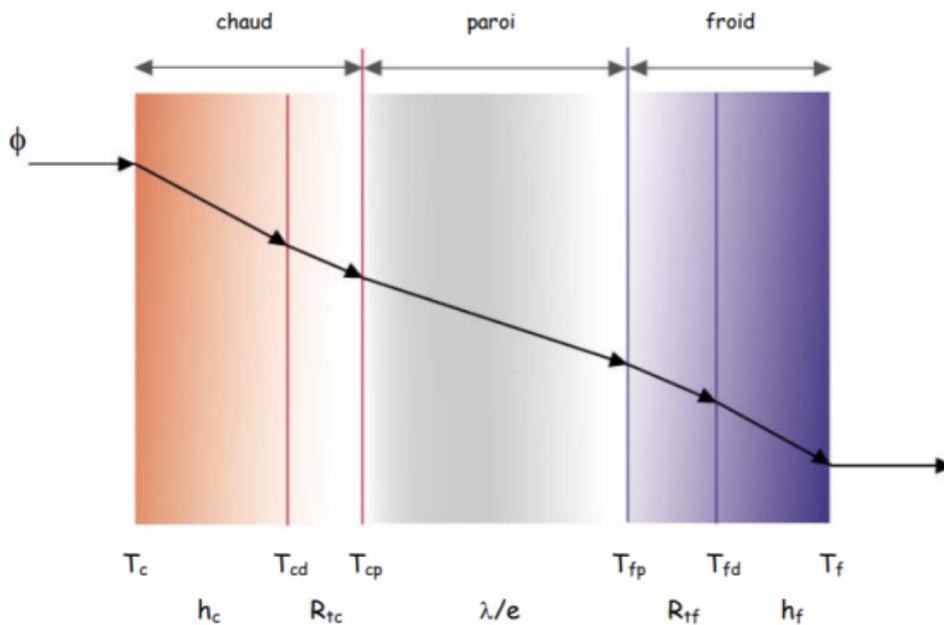
$$1/H_e = 1/h_e + (d_e/2\lambda) \ln(d_e/d_i) + (d_e/d_i)/h_i \quad (8)$$

3.1.3. Résistances d'encrassement

Les relations précédentes ne s'appliquent qu'à des surfaces propres. En service normal la surface des échangeurs est fréquemment sujette à l'encrassement provoqué par des impuretés du fluide, la formation de rouille ou des réactions entre le fluide et le matériau qui constitue la paroi. Ces dépôts augmentent considérablement la résistance thermique, si bien que l'on en tient compte en introduisant un terme dit "résistance d'encrassement", ou "résistance thermique de dépôt", R_t .

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Ces résistances sont homogènes à l'inverse d'un coefficient de transfert de chaleur h, et s'expriment en $W^{-1}.m^2 .K$. On trouve encore quelques ouvrages où l'on parle de "conductances" (homogènes donc à un coefficient de transfert ou à $1/Rt$) de dépôt ou d'encrassement. On notera ici R_{tc} pour le côté chaud, et R_{tf} pour la résistance d'encrassement côté froid.



Encore une fois, l'égalité de la densité de flux de chaleur transféré du fluide chaud vers le fluide froid conduit à :

$$\phi/S = h_c (T_c - T_{cd}) = (1/R_{tc}) [T_{cd} - T_{cp}] = (\lambda/e) (T_{cp} - T_{fp}) = 1/R_{tf} (T_{fp} - T_{fd}) = h_f (T_{fd} - T_f) \quad (9)$$

Et toujours par définition du coefficient global de transfert de chaleur :

$$\phi/S = H (T_c - T_f) \quad (10)$$

On tire alors de la relation (9) :

$$\begin{aligned} (\phi/S) &= (1/h_c + R_{tc} + e/\lambda + R_{tf} + 1/h_f) (T_c - T_f) \\ &= (T_c - T_f) \end{aligned} \quad (11)$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Alors que la relation (5) conduit à :

$$(\phi/S).1/H = (T_c - T_f) \quad (12)$$

On en déduit alors, par identification des deux relations :

$$(1/H) = (1/h_c + R_{tc} + e/\lambda + R_{ti} + 1/h_f) \quad (13)$$

C'est l'expression du coefficient de transfert de chaleur global en présence de fluides réels. Dans ce cas où les rayons de courbure ne peuvent plus être négligés, le coefficient de transfert de chaleur global "en service" sera évalué par les relations (13') et (14') où « d_e » et « d_i » représentent les diamètres externes et interne des tubes.

$$1/H_e = 1/h_e + R_{te} + (d_e/2\lambda) \ln(d_e/d_i) + R_{ti} \cdot d_e/d_i + (d_e/d_i)/h_i \quad (13')$$

$$1/H_i = 1/h_i + R_{ti} + (d_i/2\lambda_m) \ln(d_e/d_i) + R_{te} \cdot d_i/d_e + (d_i/d_e)/h_e \quad (14')$$

Le tableau ci-après donne, à titre d'exemple, quelques valeurs classiques des résistances thermiques de dépôt.

Fluide	Résistance thermique de dépôt ($m^2.K.W^{-1}$)
Eau de mer ($T < 50\text{ }^\circ\text{C}$)	9.10^{-5}
Eau de mer ($T > 50\text{ }^\circ\text{C}$)	2.10^{-4}
Eau d'alimentation de chaudière traitée ($T > 50\text{ }^\circ\text{C}$)	2.10^{-4}
Eau de rivière très sale	2.10^{-3}
Fuel	9.10^{-4}
Huile de trempe	7.10^{-4}
Vapeurs d'alcool	9.10^{-5}
Vapeur d'eau (sans huile)	9.10^{-5}
Liquide de réfrigération	2.10^{-4}
Hydrocarbures gazeux à condenser (éthylène, benzène..)	9.10^{-5}
Essence	2.10^{-4}
Air industriel	4.10^{-4}

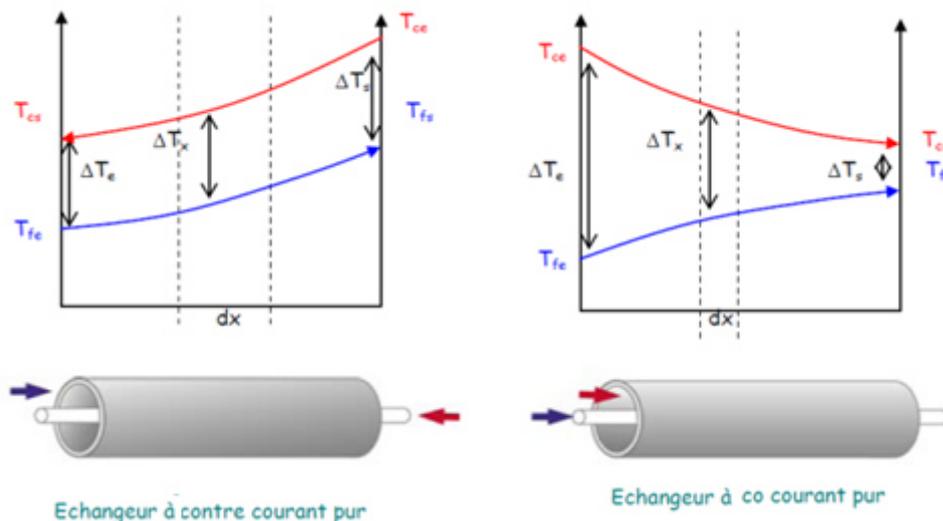
Résistances d'encrassement

3.2 Calcul de ΔT_m – Cas des échangeurs à tubes coaxiaux

L'expression de ΔT_m peut être obtenue très simplement à partir du bilan d'énergie d'un petit élément de longueur dx de l'échangeur moyennant les hypothèses suivantes :

- l'échangeur est parfaitement isolé ; l'échange thermique n'intervient qu'entre les fluides chaud et froid,
- la conduction axiale le long des tubes est négligeable,
- les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle sont négligeables,
- les chaleurs spécifiques C_p des fluides restent constantes,
- le coefficient de transfert de chaleur global H reste constant sur toute la longueur de l'échangeur.
- le coefficient de transfert de chaleur global H reste constant sur toute la longueur de l'échangeur.

Démonstration : Pour un élément de longueur dx et de surface dS le flux échangé $d\phi$ est égal à (figures 2 et 3) : $d\phi = H \cdot dS \cdot \Delta T_x$; Où : $\Delta T_x = T_c - T_f$ (différence locale de température entre les fluides chaud et froid)



Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

$$d\Phi = \varepsilon \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = \varepsilon \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot dT_f \quad (14)$$

$\varepsilon = \pm 1$ selon que l'échangeur est à co-courant ou contre courant

$$d\Phi = \frac{-dT_c}{1/\dot{m}_c C_{pc}} = \frac{dT_f}{1/\varepsilon \dot{m}_f C_{pf}} = \frac{-d(T_c - T_f)}{\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\varepsilon \dot{m}_f C_{pf}}} = H (T_c - T_f) dS \quad (15)$$

$$\text{En posant } \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\varepsilon \dot{m}_f C_{pf}} = a \quad (16)$$

$$\text{Il vient : } d\Phi = \frac{-d(T_c - T_f)}{a} = \frac{d(T_f - T_c)}{a}$$

$$d(T_c - T_f) / (T_c - T_f) = -H \cdot a \cdot dS \quad (17)$$

En intégrant les relations (14) entre l'entrée e et la sortie s de l'échangeur on obtient :

$$\Phi = 1/a [(T_f - T_c)_s - (T_f - T_c)_e]$$

$$\ln [(T_f - T_c)_s / (T_f - T_c)_e] = -H \cdot a \cdot S \quad (18)$$

$$\Phi = H \cdot S [\Delta T_e - \Delta T_s] / \ln [\Delta T_e / \Delta T_s] \quad (19)$$

Nous verrons dans la partie suivante de ce même chapitre comment cette relation peut s'étendre au cas des autres échangeurs.

3.3. Coefficient de transfert de chaleur variable

Le calcul précédent a été effectué avec en supposant que le coefficient de transfert de chaleur global H restait constant le long de l'appareil. En général, H varie avec la température, et est donc modifié d'un point à l'autre de l'échangeur.

Lorsque cette variation est faible, on peut représenter H par une fonction linéaire de ΔT :

$$H=H_0(1+k.T) \quad (20)$$

Dans ces conditions, et en reprenant de façon analogue le calcul précédent, on peut montrer que la loi de Newton s'écrit dans ce cas :

$$\Phi = S \frac{H_c \Delta T_s - H_s \Delta T_c}{\ln[H_c \Delta T_s / H_s \Delta T_c]} \quad (21)$$

On voit donc qu'il est facile d'effectuer le calcul en remplaçant la moyenne logarithmique de ΔT_c et ΔT_s par la moyenne logarithmique des produits croisés ($H_c \Delta T_s$) et ($H_s \Delta T_c$).

3.4 Intérêt du contre-courant par rapport au co-courant

Cette partie concerne toujours des échangeurs à tubes coaxiaux. Deux exercices simples permettront d'illustrer l'intérêt de la configuration contre-courant par rapport à la configuration co-courant.

4. Cas général (échangeur multitubulaires)

4.1 Méthode du facteur de correction F

On vient de voir que le calcul de $\Delta T_m = \Delta T_{lm}$ est particulièrement simple dans le cas d'un échangeur à tubes coaxiaux. Cependant cette configuration ne permet pas la réalisation d'appareils à grandes surfaces d'échange. L'extension la plus simple est l'échangeur tubes calandre à une passe calandre et deux passes tubes (figure 4).

Notons que ce type d'échangeur peut être utilisé lorsque de grandes vitesses de circulation sont nécessaires pour accroître le coefficient de transfert à la paroi interne des tubes. Ceci pourrait être justement réalisé, à partir d'un échangeur à une seule passe de tubes, en doublant la longueur de l'échangeur et en divisant par deux le nombre de tubes. Il en résulterait un meilleur coefficient de transfert, ce qui se traduirait par une surface

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

d'échange de moindre étendue. Cependant la longueur d'un échangeur est limitée en pratique par les facilités d'entretien et de réparation : le faisceau de tubes doit pouvoir s'enlever sans difficultés ; il faut également ajouter le facteur d'encombrement. Ainsi les échangeurs à passes multiples présentent-ils de l'intérêt à cause de leur compacité bien que la surface d'échangeur nécessaire soit relativement plus importante.

Compte tenu de la complexité qui résulte de la configuration "une passe calandre et deux passes tubes", et qui est en quelque sorte une combinaison de co-courant et contre-courant, il n'est plus possible d'utiliser la loi de Newton sous la forme de la relation (21), où ΔT_{lm} représente la différence de température moyenne logarithmique. Il faut trouver une nouvelle expression de ΔT_m . En fait, dès 1931, Davis a proposé de remplacer la loi de Newton par une relation (de Davis) de la forme :

$$\Phi = H \cdot S \cdot \Delta T_m = H \cdot S \cdot F \cdot \Delta T_{ml} = H \cdot S \cdot F \left(\frac{[\Delta T_e - \Delta T_s]}{\ln[\Delta T_e / \Delta T_s]} \right) \quad (22)$$

Ce qui revient à multiplier la différence de température moyenne logarithmique par un facteur correctif F. Cette méthode, initialement développée pour des échangeurs à une passe calandre et deux passes tubes, a ensuite été étendue à d'autres types d'échangeurs, pour lesquels on a calculé les valeurs de F. Ces dernières sont le plus souvent représentées sous forme de graphes, et peuvent être trouvées dans de nombreux ouvrages spécialisés.

$$F = \frac{\Delta T_{m_échangeur\ réel}}{\Delta T_{ml_échangeur\ contre\ courant}}$$

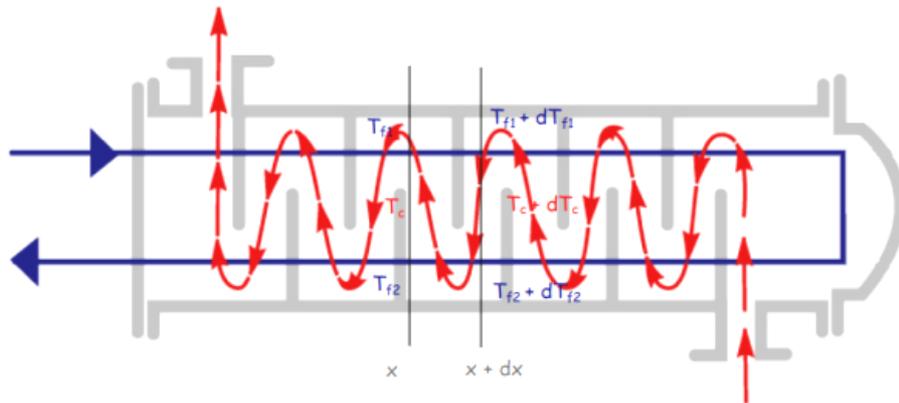
Dans ce qui suit on montre sur l'exemple le plus simple (configuration une passe calandre et deux passes tubes) comment on peut calculer F. Le mode de calcul est celui qui a été proposé par Underwood en 1934.

Les hypothèses de base sont les suivantes :

1. Régime permanent, pas de pertes thermiques,
2. Pas de changement d'état,
3. Chaque fluide est parfaitement brassé et sa température est constante dans chaque section d'écoulement,
4. Les chaleurs spécifiques des fluides et le coefficient global d'échange restent constants,
5. La surface d'échange est la même dans chaque passe.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

On va donc calculer ΔT_m pour l'ensemble de l'appareil. On introduira ΔT_m et ΔT_{mi} dans la relation (19) de Davis et l'on déduira F de la relation (20) précédente. On s'appuiera sur le schéma proposé figure suivante.



Le bilan global de l'échangeur donne :

$$\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (23)$$

Le bilan sur la partie située à droite de x s'écrit :

$$\dot{m}_c C_{pc} T_{ce} + \dot{m}_f C_{pf} T_{f1} = \dot{m}_c C_{pc} T_c + \dot{m}_f C_{pf} T_{f2}$$

D'où :

$$\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_c) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{f2} - T_{f1}) \quad (24)$$

Pour un élément différentiel de longueur dx on a encore :

$$\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} (dT_{f1} - dT_{f2}) \quad (25)$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Si on considère maintenant le transfert de chaleur sur un élément de la première passe de longueur dx , on peut écrire :

$$\dot{m}_f C_{pf} dT_{f1} = HdS(T_c - T_{f1}) = H(T_c - T_{f1})sdx \quad (26)$$

où s est la surface d'échange par passe et par unité de longueur.

On obtient pour l'autre passe :

$$\dot{m}_f C_{pf} dT_{f2} = -HdS(T_c - T_{f2}) = -H(T_c - T_{f2})sdx \quad (27)$$

En substituant dT_{f1} et dT_{f2} tirés des relations précédentes (24) et (25) dans la relation établie pour un élément de longueur dx (23) on obtient :

$$\frac{\dot{m}_c C_{pc}}{Hs} \frac{dT_c}{dx} = 2T_c - (T_{f1} + T_{f2}) \quad (28)$$

En différentiant la relation précédente, on obtient :

$$\frac{\dot{m}_c C_{pc}}{Hs} \frac{d^2 T_c}{dx^2} = 2 \frac{dT_c}{dx} - \left(\frac{dT_{f1}}{dx} + \frac{dT_{f2}}{dx} \right) \quad (29)$$

En tirant dT_{f1}/dx et dT_{f2}/dx des relations (24) et (25), et en utilisant la relation (22) on aboutit à une équation différentielle en T_c .

$$\frac{d^2 T_c}{dx^2} - 2 \frac{Hs}{\dot{m}_c C_{pc}} \frac{dT_c}{dx} + \left(\frac{Hs}{\dot{m}_f C_{pf}} \right)^2 (T_{ce} - T_c) = 0 \quad (30)$$

En posant alors $z = (T_{ce} - T_c)$, $dT_c/dx = -dz/dx$, et la relation précédente s'écrit :

$$\frac{d^2 z}{dx^2} - 2 \frac{Hs}{\dot{m}_c C_{pc}} \frac{dz}{dx} - \left(\frac{Hs}{\dot{m}_f C_{pf}} \right)^2 z = 0 \quad (31)$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

C'est l'équation qu'il faut résoudre pour obtenir T_c en fonction de x . En posant $z = \exp(m x)$, la relation (29) devient :

$$m^2 - 2 \frac{Hs}{\dot{m}_c C_{pc}} m - \left(\frac{Hs}{\dot{m}_f C_{pf}} \right)^2 = 0 \quad (32)$$

Dont les solutions sont :

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= \frac{Hs}{\dot{m}_c C_{pc}} \left[1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\dot{m}_c C_{pc}}{\dot{m}_f C_{pf}} \right)^2} \right] = A(1 + \mu) \\ m_2 &= \frac{Hs}{\dot{m}_c C_{pc}} \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{\dot{m}_c C_{pc}}{\dot{m}_f C_{pf}} \right)^2} \right] = A(1 - \mu) \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

La solution générale décrivant les variations de T_c en fonction de x est donc de la forme :

$$z = K_1 e^{m_1 x} + K_2 e^{m_2 x} \quad (34)$$

où K_1 et K_2 sont définies à partir des conditions aux limites :

$$x = 0 \quad T_c = T_{cs} \quad \text{et} \quad z = (T_{ce} - T_{cs})$$

$$x = L \quad T_c = T_{ce} \quad \text{et} \quad z = 0$$

On trouve alors :

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= - \frac{(T_{ce} - T_{cs}) e^{m_2 L}}{e^{m_1 L} - e^{m_2 L}} \\ K_2 &= \frac{(T_{ce} - T_{cs}) e^{m_1 L}}{e^{m_1 L} - e^{m_2 L}} \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

D'où

$$z = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{e^{m_1 L} - e^{m_2 L}} \left[e^{m_1 L + m_2 x} - e^{m_2 L + m_1 x} \right] \quad (36)$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Cette relation (36) représente la température T_c du fluide en n'importe quel point x de la calandre et permet de calculer le gradient de température correspondant.

La relation (34) donne :

$$-\frac{dz}{dx} = \frac{dT_c}{dx} = -(K_1 m_1 e^{m_1 x} + K_2 m_2 e^{m_2 x}) \quad (37)$$

Mais la relation (26) donne une autre expression de dT_c/dx , d'où, par identification :

$$(K_1 m_1 e^{m_1 x} + K_2 m_2 e^{m_2 x}) = -\frac{Hs}{\dot{m}_c C_{pc}} (2T_c - T_{f1} - T_{f2}) \quad (38)$$

Or, pour $x = 0$, on a $T_c = T_{cs}$, $T_{f1} = T_{fe}$ et $T_{f2} = T_{fs}$, et la relation précédente se simplifie et s'écrit alors :

$$(K_1 m_1 + K_2 m_2) = -\frac{Hs}{\dot{m}_c C_{pc}} (2T_{cs} - T_{fe} - T_{fs}) \quad (39)$$

En remplaçant alors K_1 , K_2 , m_1 et m_2 par leurs valeurs respectives, et en sortant μ , il vient :

$$\mu(T_{ce} - T_{cs}) \frac{(e^{m_1 L} + e^{m_2 L})}{(e^{m_1 L} - e^{m_2 L})} = (T_{cs} + T_{ce} - T_{fe} - T_{fs}) \quad (40)$$

En divisant haut et bas par $\exp(m_2 L)$, on obtient :

$$(e^{m_1 L - m_2 L}) = \frac{(T_{cs} + T_{ce} - T_{fe} - T_{fs}) + \mu(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{cs} + T_{ce} - T_{fe} - T_{fs}) - \mu(T_{ce} - T_{cs})} = f \quad (41)$$

D'où :

$$(m_1 - m_2)L = 2A\mu L = 2 \frac{Hs}{\dot{m}_c C_{pc}} \mu L = \ln(f) \quad (42)$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

On peut maintenant définir une différence de température moyenne en faisant un bilan sur l'ensemble de l'échangeur de la manière suivante :

$$HS\Delta T_m = Hs2L\Delta T_m = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (43)$$

D'où :

$$\frac{2HsL}{\dot{m}_c C_{pc}} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\Delta T_m} = \frac{(m_1 - m_2)L}{\mu} = \frac{\ln(f)}{\mu} \quad (44)$$

Soit

$$\Delta T_m = \frac{\mu(T_{ce} - T_{cs})}{\ln(f)} \quad (45)$$

En remplaçant enfin μ par sa valeur et en tenant compte du bilan global sur l'échangeur, relation (23), on aboutit à :

$$\Delta T_m = \frac{\sqrt{(T_{ce} - T_{cs})^2 + (T_{fs} - T_{fe})^2}}{\ln \left[\frac{(T_{cs} + T_{ce} - T_{fe} - T_{fs}) + \sqrt{(T_{ce} - T_{cs})^2 + (T_{fs} - T_{fe})^2}}{(T_{cs} + T_{ce} - T_{fe} - T_{fs}) - \sqrt{(T_{ce} - T_{cs})^2 + (T_{fs} - T_{fe})^2}} \right]} \quad (46)$$

On sait par ailleurs que la Différence de Température Moyenne Logarithmique est donnée, en contre courant, par :

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \left[\frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})} \right]} \quad (47)$$

En reportant enfin ces deux expressions dans la relation de Davis, on obtient finalement :

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln \left[\frac{1 - E}{1 - ER} \right]}{\ln \left[\frac{2 - E(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - E(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (48)$$

où :

$$E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad \text{et} \quad R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (49)$$

Le facteur F relatif à l'échangeur 2 passes tubes et 1 passe calandre est ainsi une fonction des deux seules variables E et R. Il en est ainsi pour tous les facteurs F correspondants aux différents types d'échangeurs.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Les variables E et R ont des significations physiques simples :

- E est le rapport de l'élévation de température du fluide froid à la différence de température des fluides chaud et froid à leur entrée dans l'appareil et peut être considéré comme un critère d'efficacité.

$$E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{max}}$$

- R est le rapport de la chute de température du fluide chaud à l'élévation de température du fluide froid, et c'est aussi le rapport des capacités calorifiques de ces fluides.

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{\dot{m}_f \cdot C_{pf}}{\dot{m}_c \cdot C_{pc}}$$

On retiendra que F est égal à un pour les échangeurs à tubes coaxiaux, il est inférieur à 1 pour les échangeurs à configuration complexe, et est aussi égal à 1 lorsque la température de l'un des fluides ne change pas (condenseur ou rebouilleur). Pour diverses configurations, les valeurs du facteur de correction F sont indiquées ci-après :

Dans le cas d'un échangeur tubes et calandre à M passes calandre et un nombre pair de passes tubes, le calcul conduit à l'expression suivante pour le facteur de correction F :

$$X = \frac{ER - 1}{E - 1} \quad P = \frac{1 - X^{\frac{1}{M}}}{R - X^{\frac{1}{M}}} \quad F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln \left[\frac{1 - P}{1 - PR} \right]}{\ln \left[\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (50)$$

On remarquera que si $M = 1$ (cas d'une passe calandre) le calcul conduit à $P = E$, et on retrouve l'expression (46) démontrée pages précédentes.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Des figures, plus commodes à utiliser que les formules donnant les valeurs du facteur de correction F, sont présentées pages suivantes pour les mêmes configurations d'échangeurs.

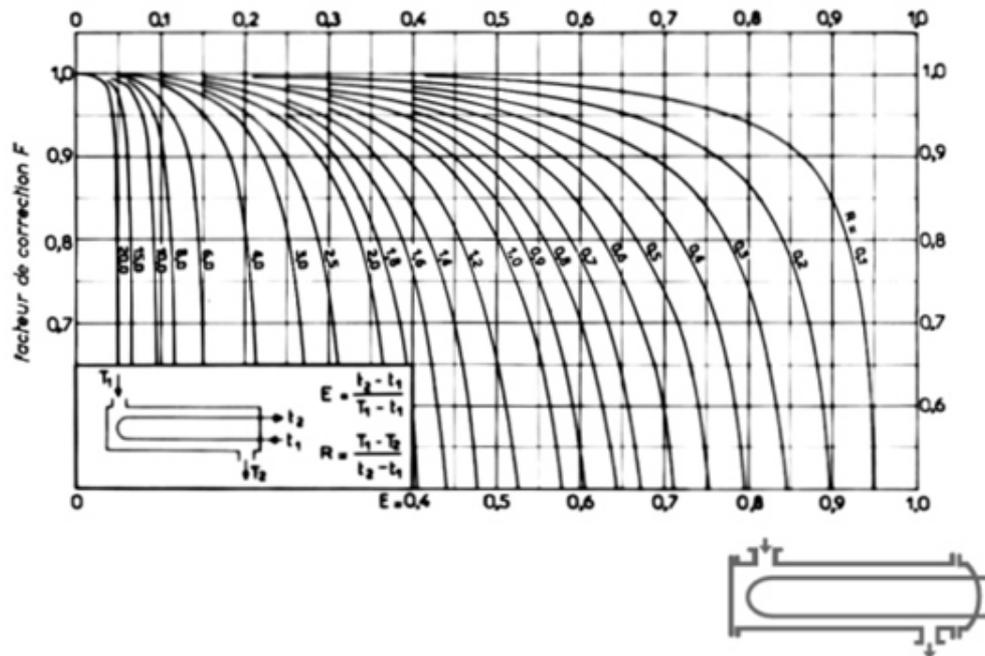


Figure 14 : Facteur de correction "F" pour 1 passe calandre et 2,4,6,8....passes tubes

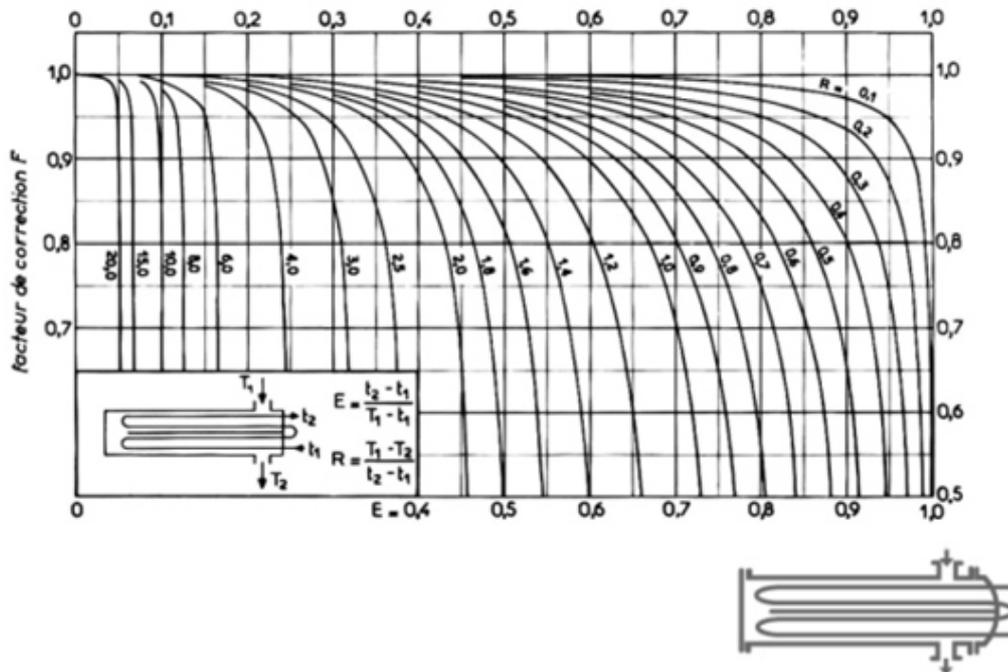


Figure 15 : Facteur de correction "F" pour 2 passe calandre et 4,6,8....passes tubes

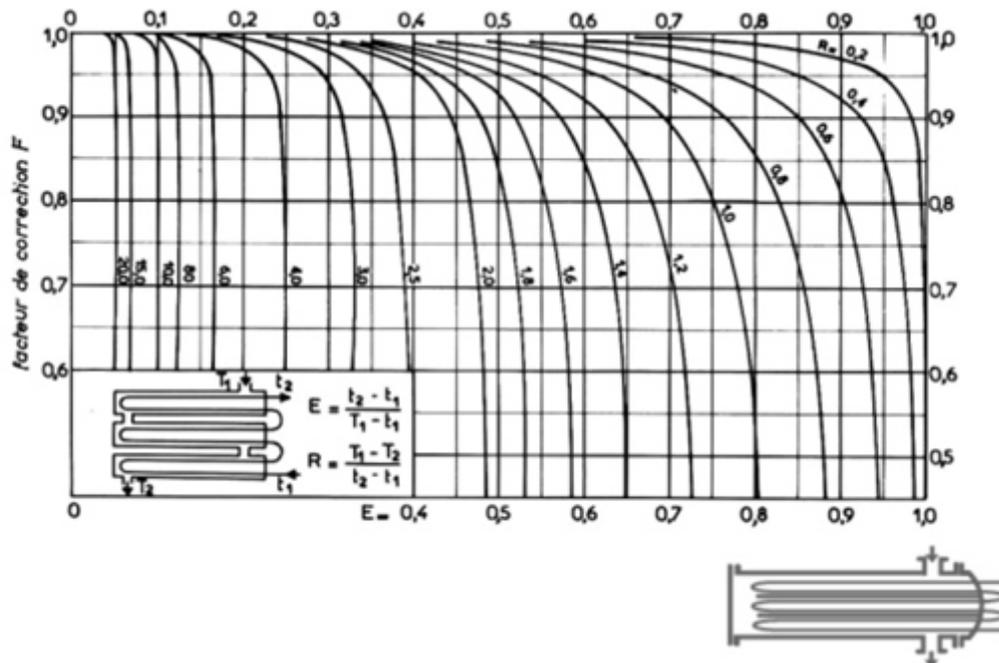


Figure 16 : Facteur de correction "F" pour 3 passes calandre et 6,12.....passes tubes

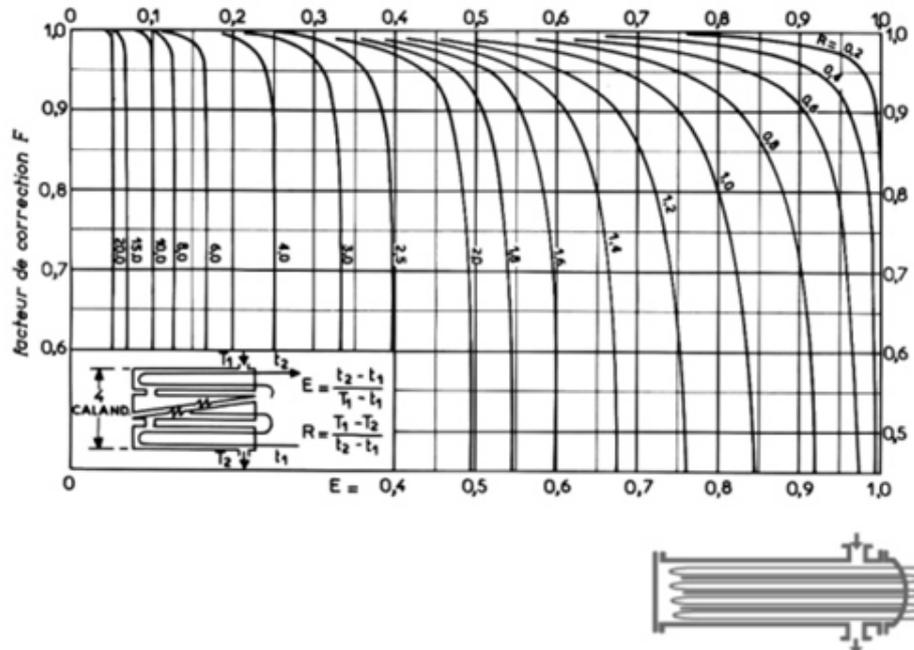


Figure 17 : Facteur de correction "F" pour 4 passes calandre et 8,16.....passes tubes

4.2 Méthode NUT

Il est simple et commode d'utiliser la méthode ΔT_{lm} lorsque les températures d'entrée des fluides sont connues et que leurs températures de sortie sont imposées ou facilement accessibles à partir des bilans d'énergie (relation (1)).

Cependant, il arrive fréquemment que seules les températures d'entrée soient connues et que l'emploi de la méthode ΔT_{lm} exige de procéder à un calcul par itération qui peut dans certains cas se révéler fastidieux. Il est alors préférable d'utiliser une méthode désignée sous le nom de "méthode du Nombre d'Unités de Transfert" et abrégée en "méthode NUT"

4.2.1 Efficacité de l'échangeur

On définit l'efficacité de l'échangeur par la relation :

$$\epsilon = \frac{\phi_{\text{réel}}}{\phi_{\text{max}}} \quad (51)$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Où Φ_{\max} est le flux de chaleur maximum théoriquement échangeable. Un tel transfert pourrait en principe être réalisé par un échangeur à contre-courant de dimension infinie. Dans un tel appareil, l'un des fluides subirait une différence de température maximum de $(T_{ce} - T_{fe})$.

En effet :

- Considérons tout d'abord un système pour lequel :

$$\dot{m}_f \cdot C_{pf} < \dot{m}_c \cdot C_{pc}$$

on en déduit dans ce cas, à partir des bilans d'énergie (relation (1)) que $\Delta T_f > \Delta T_c$.

Le fluide froid subirait donc la plus grande différence de température et, dans le cas d'un échangeur de dimensions infinies, le fluide froid est donc chauffé jusqu'à la température d'entrée du fluide chaud dans l'échangeur ($T_{fs} = T_{ce}$).

On en déduit de suite :

$$\Phi_{\max} = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{ce} - T_{fe})$$

- De même, si au contraire on avait :

$$\dot{m}_f \cdot C_{pf} > \dot{m}_c \cdot C_{pc}$$

Le fluide chaud subirait le changement de température le plus important et serait, toujours dans le cas d'un échangeur de dimensions infinies, refroidi jusqu'à la température d'entrée du fluide froid ($T_{cs} = T_{fe}$).

On en déduit de nouveau :

$$\Phi_{\max} = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{fe})$$

On en déduit donc la relation générale :

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

où bien évidemment $(\dot{m} \cdot C_p)_{\min}$ représente la plus petite des quantités $\dot{m}_c \cdot C_{pc}$ ou $\dot{m}_f \cdot C_{pf}$

A partir de ce qui précède, il est clair que l'on a :

$$\epsilon = \Phi_{\text{réel}} / \Phi_{\max} = \frac{\dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m} \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (53-1)$$

ou bien :

$$\epsilon = \Phi_{\text{réel}} / \Phi_{\max} = \frac{\dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{(\dot{m} \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (53-2)$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

L'intérêt des relations (53-1) ou (53-2) réside dans le fait que si ϵ , T_{ce} et T_{fe} sont connues, l'échange thermique peut être calculé sans difficulté à partir de l'expression :

$$\Phi_{\text{réel}} = \epsilon (\dot{m}.C_p)_{\min} .(T_{ce}-T_{fe}) \quad (54)$$

4.2.2 Nombre d'unité de transfert

On peut caractériser n'importe quel échangeur par le Nombre d'Unités de Transfert (NUT) défini par :

$$\text{NUT} = \frac{H.S}{(\dot{m}.C_p)_{\min}}$$

On notera que NUT est un paramètre adimensionnel, rapport du temps caractéristique de passage τ sur un temps caractéristique de transfert de chaleur. En effet, partant de la définition du NUT, on peut écrire :

$$\text{NUT} = \frac{H.S}{(\dot{m}.C_p)_{\min}} = \frac{H.S}{(\rho.Q.C_p)_{\min}} \frac{V}{V} = \frac{V/Q}{(\rho.Q.C_p)_{\min}/H} \frac{1}{V/S} = \frac{\tau}{t_{\text{caractéristique}}}$$

4.2.3 Relations pratiques

On peut montrer que pour n'importe quel type d'échangeur il existe des relations entre ϵ , NUT et r , où NUT et ϵ ont été définis aux paragraphes précédents et r est le rapport des capacités calorifiques :

$$r = \frac{(\dot{m}.C_p)_{\min}}{(\dot{m}.C_p)_{\max}}$$

On trouve dans la littérature des abaques représentant la fonction $\epsilon=f(\text{NUT})$ pour différentes valeurs de r ($0 < r < 1$). Les plus courantes sont présentées ci-après. Le principe

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

de la méthode est alors de calculer le NUT, le rapport r , d'en déduire l'efficacité ϵ , enfin le flux de chaleur échangé dans l'installation.

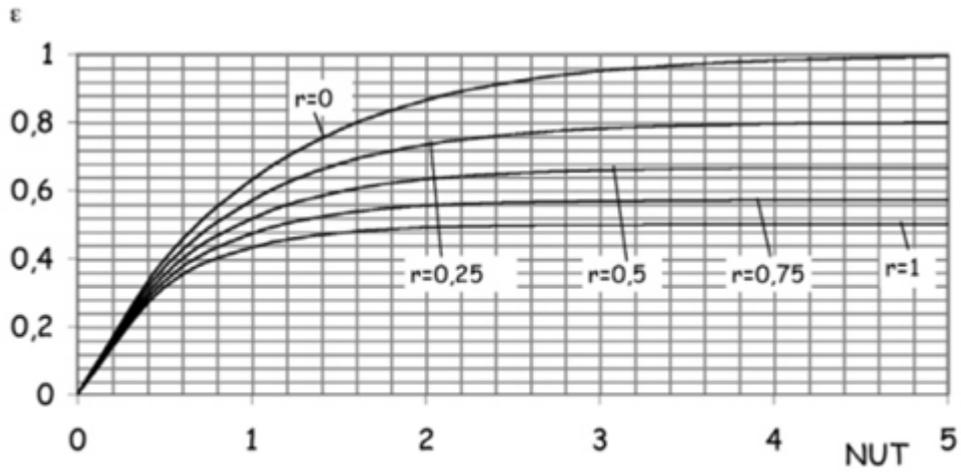


Figure 18 : Efficacité -Echangeur à courants parallèles

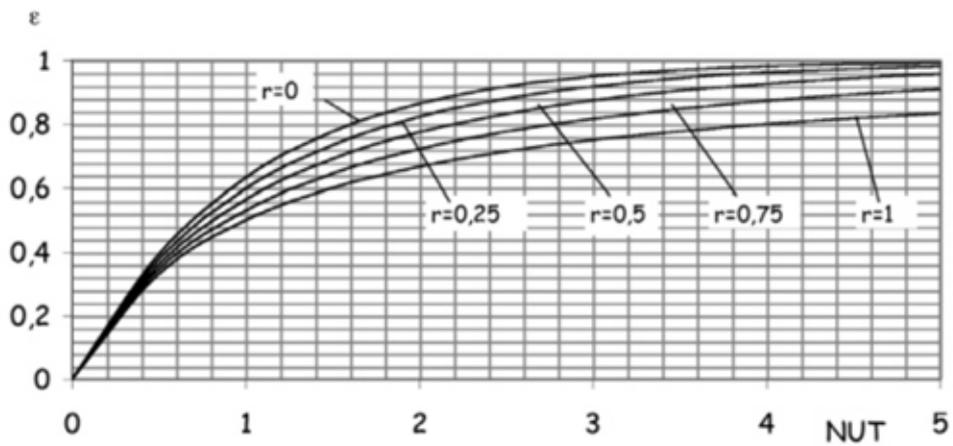


Figure 19 Efficacité -Echangeur à contre-courants

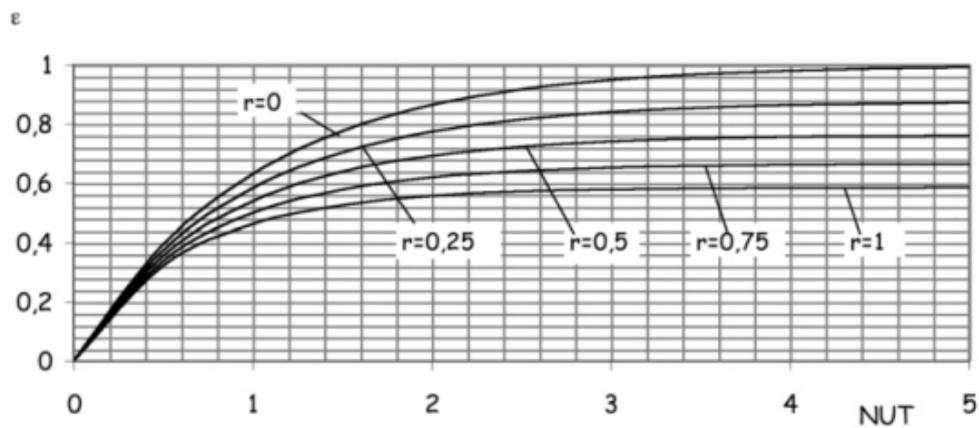


Figure 20 : Efficacité-Echangeur à 1 passe calandre et 2,4,6....passes tubes

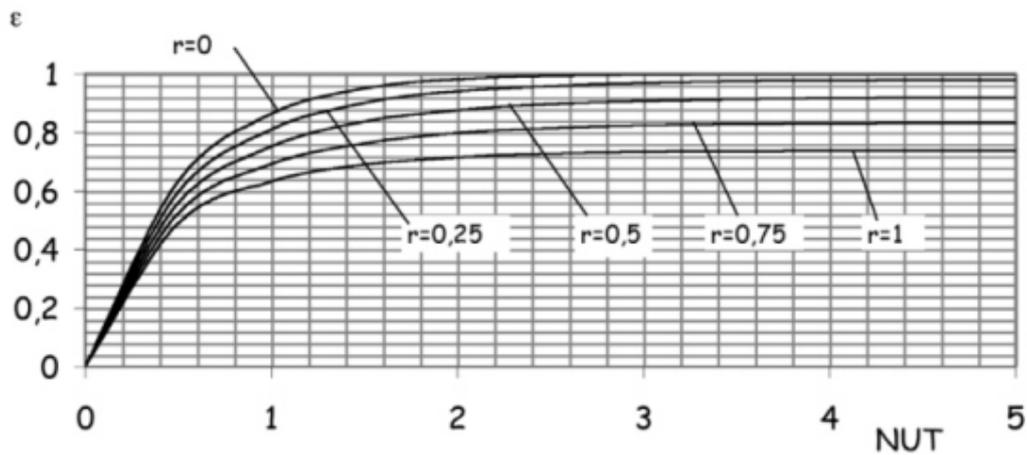


Figure 21 : Efficacité-Echangeur à 2 passe calandre et 4,8,12..... passes tubes

4.3. Conclusion

Les notions présentées dans ce chapitre restent essentielles pour l'étude et la compréhension du fonctionnement des échangeurs de chaleur. Elles seront complétées dans les chapitres suivants par le calcul des coefficients de transfert de chaleur disponibles dans les différentes configurations, mais il faudra à chaque fois estimer le coefficient de transfert de chaleur nécessaire par les relations générales présentées ci-dessus.

REMARQUE : Particulièrement, l'ingénieur de Génie des Procédés sera confronté à deux grands types de problèmes : l'utilisation d'un échangeur existant ou le dimensionnement d'un nouvel appareil.

5.1. Utilisation d'un échangeur existant

La démarche proposée est alors la suivante :

- Calcul du coefficient global de transfert de chaleur $H_{nécessaire}$ à partir du flux de chaleur échangé dans l'installation et de la Différence de Température Moyenne Logarithmique :
- Calcul du coefficient de transfert de chaleur disponible dans l'installation $H_{disponible}$ à partir de la configuration de l'échangeur, des caractéristiques physico-chimiques des fluides et des coefficients de film h_c et h_f (voir les chapitres suivants pour leurs calculs).
- Si $D_{disponible}$ est supérieur au $H_{nécessaire}$, alors l'échangeur est utilisable. Dans le cas contraire ($H_{disponible}$ inférieur à $H_{nécessaire}$) l'échangeur proposé ne convient pas, et il faut s'orienter vers un autre appareil, ou modifier les conditions de fonctionnement (changement de débit, de température d'entrée ...).

5.2 Dimensionnement

La démarche proposée est alors :

- Définir les paramètres de fonctionnement (nature des fluides, températures et pression, débits...),
- Choisir une configuration d'échangeur (contre-courant, tubes calandre, échangeur à plaques...).
- Cette configuration étant choisie, on se ramène au cas précédent. C'est à dire qu'on commence par déterminer le coefficient global de transfert de chaleur nécessaire $H_{nécessaire}$ à partir du flux de chaleur échangé dans l'installation et de la Différence de Température Moyenne Logarithmique :

$$H_{nécessaire} = \phi / S.F.\Delta T_{ml}$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

- On calcule ensuite le coefficient de transfert de chaleur disponible dans l'installation $H_{\text{disponible}}$ à partir de la configuration de l'échangeur, des caractéristiques

physicochimiques des fluides et des coefficients de film h_c et h_f (voir les chapitres suivants pour leurs calculs).

- On joue ensuite sur la géométrie de l'échangeur (longueur ou diamètre des tubes pour un simple contre courant, nombre de passes, nombre, diamètres ou longueur de tubes... pour un tubes calandre, taille et nombre de plaques pour un échangeur à plaques...) de façon à avoir un coefficient de transfert de chaleur disponible légèrement supérieur au coefficient de transfert de chaleur nécessaire, et une perte de charge acceptable dans l'installation.

5.3. Conclusion

On remarque que la configuration co-courant conduit à la surface d'échange la plus élevée, et que la configuration 1 passe calandre et deux passes « tubes » conduit à une surface d'échange légèrement supérieure à la configuration contre-courant .

Échangeur à faisceau et calandre

Un schéma typique d'un échangeur tubes calandre (Shell and tubes Exchanger) est présenté ci-dessous. L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposé à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. On ajoute en général des chicanes dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert à l'extérieur des tubes.

A chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes. La calandre est elle aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide (qui circule à l'extérieur des tubes) suivant le chemin imposé par les chicanes (voir figure 2, ci-dessous).

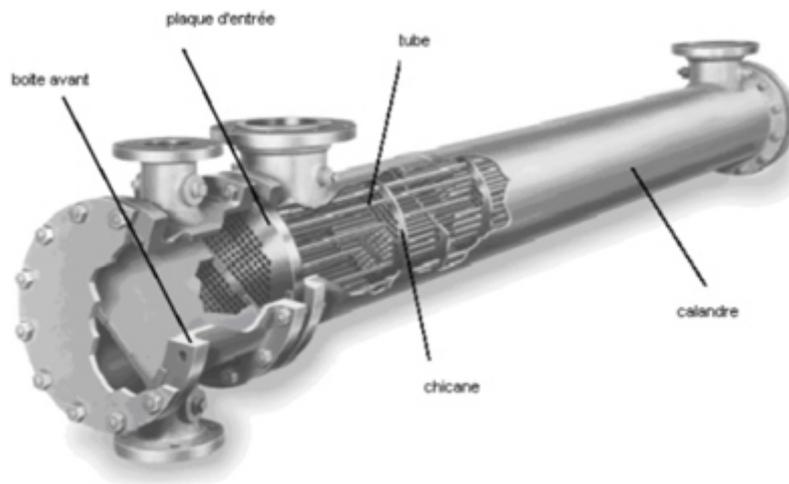


Figure 22 : Vue éclatée d'un échangeur tubes et calandre

Nous détaillons ci-après les principaux éléments constitutifs d'un échangeur tubes et calandre. Leurs nomenclatures, selon les standards internationaux, et dimensions seront présentées dans les paragraphes suivants

6.Éléments d'un échangeur tubes et calandres

6.1. La calandre

La calandre (ou virole) est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. On rencontre indifféremment les différentes géométries (types E à F) du standard TEMA (voir paragraphe suivants). Les dimensions des calandres sont normalisées (voir tableaux 4 et 5) et leur matériau de construction doit bien évidemment rester compatible avec le fluide utilisé.

6.2. Le faisceau de tubes

Le faisceau tubulaire est constitué par l'ensemble des tubes de l'échangeur. Ils sont fixés sur les boîtes de distribution et de retour, par expansion (mandrinage), par soudage ou par combinaison des deux procédés. Le faisceau tubulaire peut être constitué de tubes droits reliant les deux boîtes de distribution ou de tubes en U, reliés à une seule boîte.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Les conditions de fonctionnement imposent les choix suivants pour le matériau de construction :

- acier au carbone pour usage général,
- laiton amirauté pour les appareils travaillant avec de l'eau de mer,
- aciers alliés pour les produits corrosifs et les températures élevées
- aluminium ou cuivre pour les très basses températures.

La disposition des tubes du faisceau est normalisée. Elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Compte tenu de l'orientation du faisceau par rapport à la direction générale du fluide circulant dans la calandre, on obtient les quatre dispositions de la figure3.



Figure 23 : Disposition des tubes du faisceau

Le pas triangulaire permet de placer environ 10 % de tubes de plus que le pas carré sur un diamètre donné, mais, en contrepartie, la disposition des tubes rend leur nettoyage extérieur impossible par insertion de grattoir ou racloir à travers le faisceau. On réserve donc généralement l'emploi de ces appareils aux fluides propres.

6.3. Les chicanes

Le faisceau de tubes porte également des chicanes transversales qui ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le transfert à

l'extérieur des tubes par accroissement de la turbulence. Ces chicanes sont généralement constituées de disques, de diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont l'aire représente 20 à 45 % de la section totale (voir figure 4).

Une chicane peut être aussi longitudinale. Les chicanes transversales supportent aussi latéralement les tubes. Lorsqu'elles ne sont destinées qu'à assurer cette fonction, elles sont appelées plaques - support.

6.4. Les boîtes de distribution

La circulation dans le faisceau de tubes est assurée par la mise en place d'une boîte de distribution, portant les brides d'entrée et de sortie, et d'une boîte de retour (sauf dans le cas de tubes en U). Le cloisonnement de ces boîtes oblige le fluide à traverser successivement plusieurs sections du faisceau, ce qui accroît sa vitesse et améliore le transfert de chaleur. Cette disposition correspond toujours à nombre pair de passes dans le faisceau. Elle est illustrée pour un appareil à huit passes tubes figure 5, ci-dessous.

L'échangeur est dit mono-passe quand il n'y a pas de cloisons dans les boîtes d'extrémité ou multi-passe dans le cas contraire.

6.5. Nomenclature des échangeurs tubulaires

La désignation la plus couramment utilisés pour ce type d'échangeur est celle du standard TEMA (Tubular Exchanger Manufacture Association).

Un échangeur TEMA est désigné par trois lettres représentant respectivement le type de boîte avant, de calandre et de boîte arrière de l'échangeur (Tableau 4).

Les paragraphes suivants détaillent les types les plus courants de chacun de ces trois éléments, et un tableau récapitulatif est présenté en fin de paragraphe. À titre d'exemple, la figure 6 présente les différents éléments constitutifs d'un échangeur TEMA type AEL.

6.5.1. Les boites d'extrémité avant

Type A : Boîte avec couvercle démontable

Un couvercle démontable permet d'examiner les tubes sans avoir à démonter les tuyauteries assemblées avec la tête.

Type B : Boîte avec fond bombé monobloc

C'est le montage le plus commun. La tête est boulonnée sur la plaque tubulaire ou sur la bride de la calandre.

Type C : Couvercle démontable

La boîte et la plaque tubulaire (qui supporte l'ensemble des tubes) sont monoblocs avec fond démontable. Le faisceau est ainsi démontable

Type C : Couvercle démontable

Seul le fond est ici démontable, mais pas la plaque support. Il est ainsi possible d'examiner le faisceau mais pas de le démonter.

Type N : Boite spéciale haute pression

La boîte et la plaque sont renforcées, de façon à permettre le fonctionnement à des pressions élevées

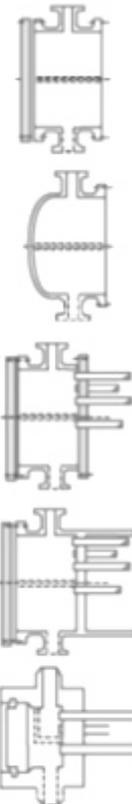


Tableau 1 : Boites d'extrémité "avant" selon le standard TEMA

Les types C possèdent les mêmes avantages que le type A, mais la boîte de distribution est dans les premiers cas soudée à la calandre. Le changement de faisceau est bien plus compliqué pour le second type C, mais les types A, B et C ont tous un coût comparable.

6.5.2. Les types de calandre

Type E : Simple passe

C'est de loin le type de calandre le plus utilisé.



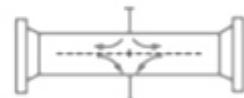
Type F : Deux passes avec chicane longitudinale

Une chicane longitudinale est installée pour avoir deux passes côté calandre. Outre une bonne étanchéité, on améliore le coefficient d'échange. Le coût d'un tel appareil est inférieur à celui de deux échangeurs à une seule passe installés en série mais la construction en est plus délicate.



Type G : Circuit divisé par chicane longitudinale

La chicane longitudinale peut être pleine ou perforée. On peut utiliser ce type en condensation de vapeur quand on veut un sous refroidissement.



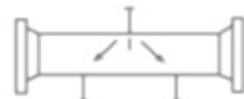
Type H : Double circuit divisé avec chicanes longitudinales

C'est une variante du type G et on l'utilise pour mieux répartir le fluide (cas de gaz).



Type J : Circuit divisé par chicanes transversales

Ce type est identique au type E. La division du flux d'entrée permet de réduire la perte de charge du côté calandre (vitesse divisée par 2 et longueur du circuit divisé par 2 donc ΔP divisé par 8).



Type K : Rebouilleur type Kettle

Il est utilisé couramment comme bouilleur, évaporateur. Ce type de calandre permet d'avoir un espace suffisant pour permettre une bonne séparation du liquide et de la vapeur. Une plaque de barrage permet de maintenir une hauteur de liquide constante et de maintenir le faisceau noyé.

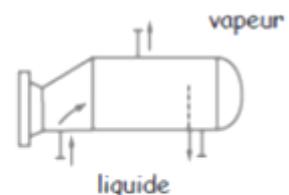
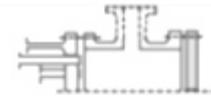


Tableau 2 : Calandres selon le standard TEMA

6.5.3. Les boîtes d'extrémité arrière

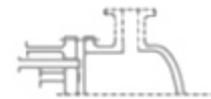
Type L : Plaque tubulaire formant bride de calandre avec boîte de type A

Boîte avec fond démontable. La boîte arrière ne comporte en général pas de piquage (sortie) car les échangeurs ont un nombre pair de passes tubes.



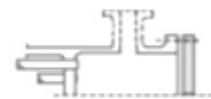
Type M : Plaque tubulaire formant bride de calandre avec boîte de type B

Boîte avec fond bombé monobloc



Type N : Plaque tubulaire soudée à l'intérieur de la calandre avec boîte de type C

Boîte et plaque tubulaire monoblocs avec fond démontable (le faisceau n'est pas démontable)



Type P : Tête glissante extérieure avec presse garniture

Permet la dilatation aisée du faisceau, lorsque l'écart de températures entre les fluides est important. Le presse garniture assure l'étanchéité.



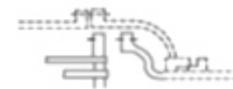
Type S : Tête flottante à contre bride

Démontable après démontage de la boîte d'extrémité arrière, c'est le plus utilisé comme tête flottante.



Type T : Tête flottante à passage libre

Même usage que le type S mais nécessite un plus grand diamètre de calandre (jeu plus important).



Type U : Faisceau à tubes en U

C'est le seul type qui peut avoir un faisceau démontable sans avoir besoin d'une tête flottante. Chaque tube est libre de se dilater.



Type W : Tête glissante intérieure avec presse étoupe à détecteur de fuite

La tête flottante peut être retirée du corps par la boîte d'extrémité avant. Nécessite un joint coulissant



Tableau 3 : Boîtes d'extrémité arrière selon le standard TEMA

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

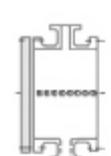
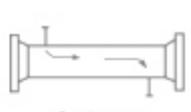
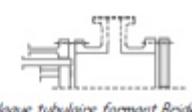
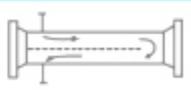
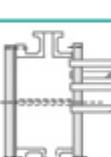
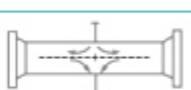
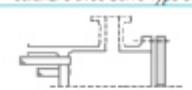
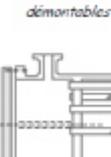
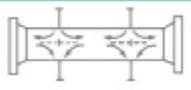
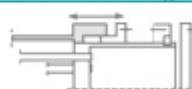
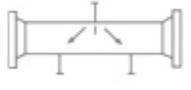
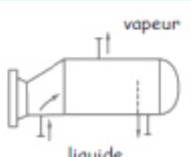
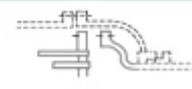
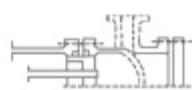
EXTREMITÉ AVANT (types de boîtes fixes)	TYPES DE CALANDRES	EXTREMITÉ ARRIÈRE (types de boîtes)
A  <i>Boîte avec couvercle démontable</i>	E  <i>Simple passe</i>	L  <i>Plaque tubulaire formant Bride de calandre avec boîte type A</i>
B  <i>Boîte à fond bombé monobloc</i>	F  <i>Deux passes avec chicane longitudinale</i>	M  <i>Plaque tubulaire formant Bride de calandre avec boîte type B</i>
C  <i>Couvercle et faisceau tubulaire démontables</i>	G  <i>Circuit divisé par chicane longitudinale</i>	N  <i>Plaque tubulaire soudée à l'intérieur de la calandre avec boîte type C</i>
C  <i>Plaque fixe et couvercle démontable</i>	H  <i>Double circuit divisé par chicanes longitudinales</i>	P  <i>Tête glissante extérieure avec presse garniture</i>
D  <i>Boîte spéciale pour haute pression</i>	J  <i>Circuit divisé par chicanes transversales</i>	S  <i>Tête flottante à contre bride</i>
	K  <i>Rebouilleur type Kettle</i>	T  <i>Tête flottante à passage libre</i>
		U  <i>Faisceau tubulaire en U</i>
		W  <i>Tête glissante intérieure avec presse-étoupe à détecteur de fuite</i>

Tableau 4 : Désignation des échangeurs TEMA

7. Dimensions Standards

7.1. Faisceau Tubulaire

Les tubes constituant le faisceau forment une classe spéciale répondant aux spécifications du tableau 5, ci-dessous. Le diamètre nominal correspond au diamètre extérieur. Les épaisseurs des tubes sont normalisées selon le calibre BWG. On utilise le plus couramment les tubes 12, 14 ou 16 BWG, dans les longueurs de 8, 12, 16 et 20 pieds.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Diamètre extérieur (pouces et mm)	BWG	Épaisseur (mm)	Diamètre intérieur (cm)
1/2'' (12.7 mm)	14	2.10	0.848
	16	1.65	0.940
	18	1.24	1.021
3/4'' (19.05 mm)	10	3.4	1.224
	12	2.77	1.351
	14	2.10	1.485
	16	1.65	1.575
	18	1.24	1.656
1'' (25.4 mm)	10	3.40	1.859
	12	2.77	1.986
	14	2.10	2.118
	16	1.65	2.210
	18	1.24	2.291
1'' 1/4 (31.75 mm)	10	3.40	2.494
	12	2.77	2.616
	14	2.10	2.743
	16	1.65	2.845
	18	1.24	2.921
1'' 1/2 (38.1 mm)	10	3.40	3.124
	12	2.77	3.251
	14	2.10	3.378
	16	1.65	3.480
	18	1.24	3.556

Tableau 5 : : Caracteristiques des tubes d'échangeurs

7.2. Les chicanes

Les chicanes sont le plus fréquemment placées verticalement et leur section passante varie de 25 à 45% de la section totale. L'espacement l_b entre chicanes, qui conditionne directement la vitesse du fluide dans la calandre est compris entre $D_i/5$ et D_i , ou D_i est le diamètre de la calandre L'introduction du faisceau de tubes dans la calandre détermine alors complètement la circulation du fluide à l'extérieur des tubes.

7.3. Calandre

L'étanchéité entre les boîtes de distribution (ou de retour) et les plaques tubulaires (support du faisceau tubulaire) est assurée par des joints dont la mise en place impose la suppression de certaines rangées de tubes. Le nombre de tubes d'un échangeur dépend donc de la taille de ceux-ci, de leur arrangement (carré ou triangulaire) ainsi que de la taille de la calandre.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Il est possible d'estimer le nombre de tubes pouvant être montés sur une plaque tubulaire donnée, déduction faite des emplacements occupés par les joints. **Kern** a proposé (tableaux 7 et 8) un décompte de tubes, établi en fonction du diamètre intérieur D_i de la calandre, du nombre de passes tubes n_t dans le faisceau, du diamètre (externe) des tubes et de leur disposition.

D_i Calandre		tubes : 3/4'' P=1''				tubes : 1'' P=1''1/4				tubes : 1''1/4 P=1''9/16			
		nombre de passes n_p				nombre de passes n_p				nombre de passes n_p			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20.3	26	20	20	-	16	14	-	-	-	-	-	-
10	25.4	52	40	36	-	32	26	24	-	12	10	-	-
12	30.5	76	68	68	60	45	40	38	36	24	22	16	16
13 1/4	33.7	90	82	76	70	56	52	48	44	30	30	22	22
15 1/4	38.7	124	116	108	108	76	68	68	64	40	37	35	31
17 1/4	43.9	166	158	150	142	112	96	90	82	53	51	48	44
19 1/4	48.9	220	204	192	188	132	128	122	116	73	71	64	56
21 1/4	54	270	246	240	234	166	158	152	148	90	86	82	78
23 1/4	59.1	324	308	302	292	208	192	184	184	112	106	102	96
25	63.5	394	370	356	346	252	238	226	222	135	127	123	115
27	68.6	460	432	420	408	288	278	268	260	160	151	146	140
29	73.7	526	480	468	456	326	300	294	286	188	178	174	166
31	78.8	640	600	580	560	398	380	368	358	220	209	202	193
33	83.8	718	688	676	648	460	432	420	414	252	244	238	226
35	88.9	824	780	766	748	518	488	484	472	287	275	268	258
37	94.0	914	886	866	838	574	562	544	532	322	311	304	293
39	99.0	1024	982	968	948	644	624	612	600	362	348	342	336

Tableau 7 : Disposition des tubes en carré

D_i Calandre		tubes : 3/4'' P=15/16''				tubes : 3/4'' P=1''				tubes : 1'' P=1''1/4			
		nombre de passes n_p				nombre de passes n_p				nombre de passes n_p			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20.3	32	26	24	18	30	24	24	-	16	16	14	-
10	25.4	56	47	42	36	52	40	36	-	32	26	24	-
12	30.5	98	86	82	78	82	76	74	70	52	48	46	44
13 1/4	33.7	114	96	90	86	106	86	82	74	66	58	54	50
15 1/4	38.7	160	140	136	128	138	122	118	110	86	80	74	72
17 1/4	43.9	224	194	188	178	196	178	172	166	118	106	104	94
19 1/4	48.9	282	252	244	234	250	226	216	210	152	140	136	128
21 1/4	54	342	314	306	290	302	278	272	260	188	170	164	160
23 1/4	59.1	420	386	378	364	376	352	342	328	232	212	212	202
25	63.5	506	468	446	434	452	422	394	382	282	256	252	242
27	68.6	602	550	536	524	534	488	474	464	334	302	296	286
29	73.7	692	640	620	594	604	556	538	508	376	338	334	316
31	78.8	822	766	722	720	728	678	666	640	454	430	424	400
33	83.8	938	878	852	826	830	774	760	732	522	486	470	454
35	88.9	1068	1004	988	958	938	882	864	848	592	562	546	532
37	94.0	1200	1144	1104	1072	1044	1012	986	870	664	632	614	598
39	99.0	1330	1258	1248	1212	1176	1128	1100	1078	736	700	688	672

Tableau 8 : Disposition des tubes en triangle

7.3. Critères de sélections

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur nécessite la définition et le choix d'un certain nombre de caractéristiques de ses divers composants.

L'ingénieur procédé doit s'informer de l'implantation de l'appareil, de l'espace disponible et des éventuelles contraintes pour son installation et pour sa maintenance. Les limitations d'espace existent surtout quand l'échangeur doit être installé dans une structure ou bâtiment existant. Les restrictions sur l'espace disponible même sur une unité neuve peuvent affecter l'optimisation du coût de l'équipement. Mais c'est le coût de l'échangeur installé qu'il faut optimiser.

Les diverses caractéristiques d'un échangeur sont autant de variables qui seront définies par l'ingénieur procédé afin d'avoir le bon dimensionnement de l'équipement. Ces caractéristiques sont:

- Le choix de la circulation des fluides,
- Le type de boites de distribution et de retour,
- Le diamètre intérieur des tubes et leur longueur et le pas de l'installation,
- Le nombre de passes pour les tubes et pour la calandre,
- Le nombre de calandres,
- Les vitesses des fluides, et pertes de charge côté tubes et côté calandre,

7.4. Circulation des fluides

Dans certains cas, les impératifs de la fonction de l'appareil imposent un choix sur le côté du fluide (exemples : fluide à rebouillir côté calandre pour un kettle).

On mettra de préférence du côté tubes :

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

- Le fluide sous la plus haute pression :

- Un tube résiste mieux à la pression intérieure qu'à la pression extérieure
- La plus grande épaisseur n'est pas à appliquer à la calandre dont la longueur est plus grande que celle des boîtes.

- Le fluide à température élevée :

- Pertes thermiques limitées,
- Epaisseur de calandre minimale,

- Le fluide corrosif,

- Le fluide salissant

- Nettoyage mécanique des tubes plus facile que celui de la calandre,
- Le fluide de plus faible capacité calorifique globale (plus faible Cpm)

Par ailleurs, il faut prendre en compte d'éventuels impératifs de sécurité :

- risques de ruptures,
- risques de fuites (et dans quel sens selon les niveaux de pression).

7.5. Boîtes de distribution et de retour

On peut résumer les critères de sélection pour le choix de la technologie pour un échangeur tubes calandre par la représentation de la figure 23. Parmi tous les paramètres les deux principaux à prendre en compte sont l'encrassement et l'écart de température entre les deux fluides. Ce choix doit aussi être un compromis avec le coût de l'investissement. Il faudra s'assurer que la technologie tube-calandre est bien la meilleure pour le service demandé.

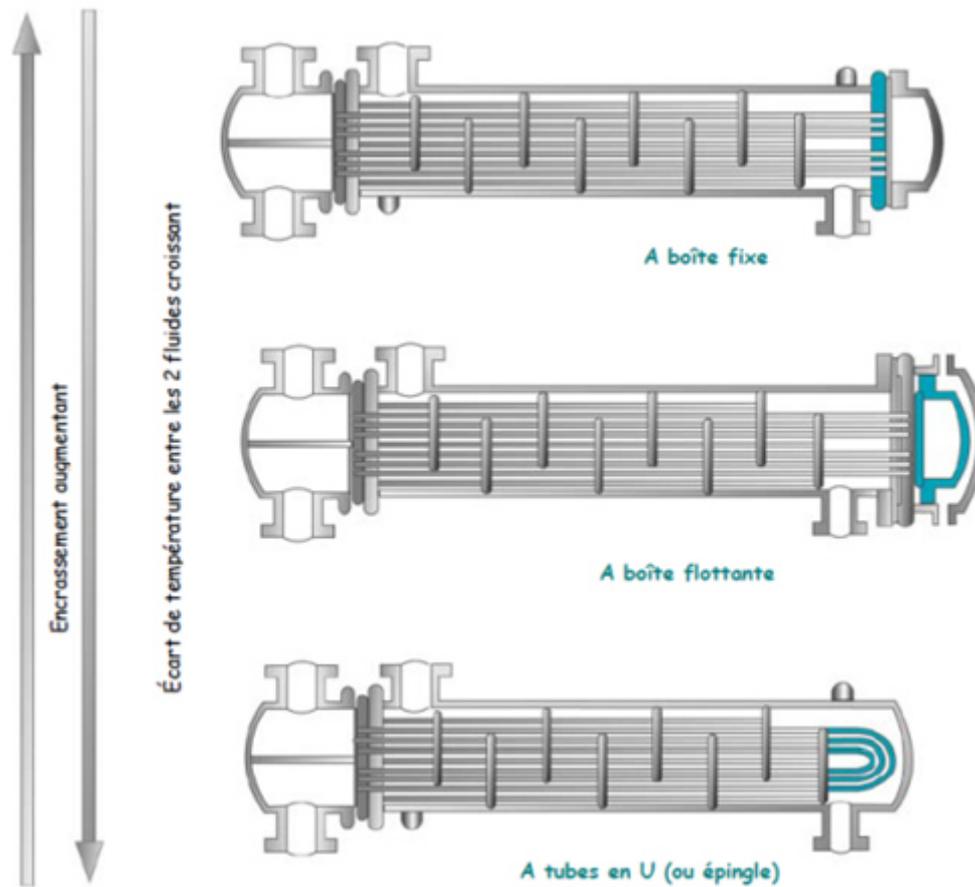


Figure 23 : Echangeurs à tube et calandre/principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tubes

7.5.1. Dans le cas d'un fluide encrassant

Il faut alors:

- de préférence le faire circuler dans les tubes, car il est alors possible de nettoyer l'intérieur sans avoir à démonter l'échangeur,
- éviter les tubes en U, difficiles à nettoyer,
- choisir un pas carré plutôt qu'un pas triangulaire si le fluide encrassant doit s'écouler dans la calandre.

7.5.2. Dans le cas de forts écarts de température entre les deux fluides

Pour des écarts de température supérieurs à 50°C, il risque d'y avoir des problèmes de dilatations différentielles, et il faut alors :

- éviter d'avoir les deux plaques de distribution soudées à la calandre (et utiliser donc des boîtes P, S ou T, à tête flottante),
- choisir éventuellement des tubes en U s'il n'y a pas de problèmes d'encrassement,
- munir à défaut la calandre d'un soufflet de dilatation. Ce dernier assemblage est cependant fragile, et ne doit être employé que pour des pressions modérées (quelques bars)

7.5.3. Tubes

Le tableau 9 présente les caractéristiques d'appareils les plus fréquemment rencontrés.

Diamètre extérieur du tube (pouces)	Nature du tube	Épaisseur BWG	État du fluide	Pas utilisé
3/4''	Acier	14	propre	triangulaire P=15/16''
	Non ferreux ou allié	16	sale	carré P=1''
1''	Acier	12	propre	triangulaire P=1'' 1/4
	Non ferreux ou allié	14	sale	carré P=1'' 1/4

Tableau 9 : Arrangements les plus fréquemment rencontrés

De façon générale, il est plus économique d'utiliser des tubes de petit diamètre car l'appareil est alors plus compact (diamètre de la calandre plus faible) pour une surface et une longueur de tubes donnés. L'utilisation de petit diamètre est quelque fois impossible si on veut minimiser la perte de charge. Pour des applications avec des produits

encrassant des diamètres plus importants sont utilisés surtout si un nettoyage mécanique est nécessaire. Avec une même vitesse dans les tubes l'utilisation de petit diamètre augmente la perte de charge et le coefficient de transfert.

7.5.4. Nombre de passes

Le nombre de passes du côté tubes ou du côté calandre pour une spécification optimisée de l'appareil dépend :

- des températures en opération,
- de la perte de charge admissible,
- de la vitesse des fluides,
- de l'expérience.

Dans tous les cas le nombre de passes du côté tubes ou calandre influe sur la valeur de la différence de température logarithmique moyenne corrigée ($F \cdot \Delta T_{LM}$). La dimension et le coût de l'appareil sont ainsi très étroitement liés à la sélection du nombre de passes.

7.5.5. Coté tubes

L'augmentation du nombre de passes côté tubes est utilisée pour augmenter la vitesse du fluide et donc le coefficient de transfert. L'ingénieur procédé doit toutefois limiter la vitesse en fonction de la perte de charge admissible.

7.5.6. Coté calandre

Le nombre de passes côté calandre où la configuration entrée – sortie (une passe, deux passes, split flow, flux divisé) est fonction aussi des températures en opération, de la perte de charge admissible, et de la vitesse des fluides.

7.5.7. Nombre de calandre

Le coût minimum sera pour un service donné d'avoir le plus petit nombre de calandre. En général on a une seule calandre si on n'a pas de croisement.

Dans le cas où l'on croise les températures (température du fluide chaud en sortie inférieure à la température du fluide froid en sortie), un montage avec plusieurs calandres en série peut être nécessaire et être la meilleure solution. Ce cas peut se présenter dans

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

des récupérations de chaleur entre fluide de procédé. Ce cas correspond à un échangeur à une seule calandre avec une longueur de tubes égale à la somme des longueurs de chaque calandre.

7.5.8. Vitesse des fluides, perte de charge

Normalement l'optimum dans le dimensionnement d'un échangeur est quand toute la perte de charge disponible est utilisée. Dans ce cas, on a le coefficient d'échange maximum et le minimum de surface d'échange.

En effet l'échangeur est installé dans un circuit pour le côté tubes et dans un autre circuit pour le côté calandre. Un dimensionnement préliminaire de pompes par exemple donne la valeur de la perte de charge considérée. Pour un condenseur de colonne travaillant sous vide on définit la pression en tête de la colonne et celle à l'aspiration de la pompe à vide. Dans ce cas la perte de charge maximum dans le condenseur est déterminée.

La perte de charge peut être minimisée par le choix du type de calandre. Pour une même longueur et diamètre de calandre, la perte de charge dans une calandre type E (une passe) peut être divisée par huit en utilisant une calandre type J (à écoulement divisé).

- Le débit est divisé par deux donc la perte de charge par quatre,
- La longueur de passage dans l'appareil pour le flux est divisée par deux donc la perte de charge par deux,
- Donc la perte de charge totale est divisée par huit.

Pour des échangeurs importants, une analyse de la valeur devra être faite entre l'investissement initial et la puissance électrique consommée avec une perte de charge variable. Toutefois la vitesse des fluides doit être limitée afin d'éviter des dégâts sur l'appareil par les vibrations induites ou par de l'érosion.

Conclusion : Cette partie a donc présenté le fonctionnement et les dimensions caractéristiques des échangeurs tubes-calandre. Elle sera complétée par un exposé sur le dimensionnement (calcul des coefficients de transfert de chaleur et des pertes de charge) de ces mêmes échangeurs (Méthode de KERN).

Le choix d'un échangeur tubes calandre résulte toujours de l'optimisation de différents critères, qui peuvent parfois être contradictoires. Il n'existe pas un seul échangeur pouvant répondre à un cahier des charges donné, mais on cherchera la plupart du temps à minimiser la taille de l'échangeur (coefficients de transfert de chaleur élevés), tout en limitant les pertes de charge au sein de l'installation. Il appartient enfin bien évidemment au concepteur de trouver le meilleur compromis entre les différents paramètres technico-économiques.

La méthode KERN

Introduction

- Cette méthode permet, pour un échangeur tube calandre, de calculer les coefficients de transfert de film disponibles de chaque côté des tubes.
- Le coefficient global de transfert de chaleur se déduit ensuite des relations :

$$1/H_e = 1/h_e + R_{te} + (d_e/2 \lambda_m) \ln(d_e/d_i) + R_{ti} \cdot d_e/d_i + (d_e/d_i)/h_i$$

Ou bien :

$$1/H_i = 1/h_i + R_{ti} + (d_i/2 \lambda_i) \ln(d_e/d_i) + R_{te} \cdot d_i/d_e + (d_i/d_e)/h_e$$

- He est défini sur la surface externe des tubes et calculé d'après les caractéristiques du fluide qui s'écoule dans la calandre (on parle alors de "côté calandre") dont le coefficient de film est h_e , d'après les caractéristiques du fluide qui s'écoule dans les tubes (on parle de "côté tubes") dont le coefficient de film est h_i , d'après la

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

conductibilité thermique du matériau de construction λ_m et d'après les résistances d'encrassement.

- H_i est défini sur la surface interne des tubes, et calculé de la même façon d'après les caractéristiques des fluides qui s'écoulent dans les tubes et dans la calandre, de la conductibilité thermique et des résistances d'encrassement.
- On part donc d'un échangeur tube calandre existant, de géométrie donnée ou choisie par l'utilisateur.

Calcul des coefficients de transfert par la méthode de KERN

8.1. Coté calandre

La relation générale donnant le coefficient de film côté calandre selon la méthode de Kern est :

$$N_{ue} = (h_e d_e) / \lambda_i = J_h \text{Re} (\text{Pr})^{1/3} (\mu_e / \mu_p)^{0,14}$$

Où : h_e : le coefficient du film coté calandre (qu'on veut calculer),

D_{eq} : diamètre équivalent coté calandre,

λ_e : la conductibilité thermique du fluide,

J_h : coefficient de transfert de chaleur

Re et Pr : nombre de Reynolds et de Prandtl

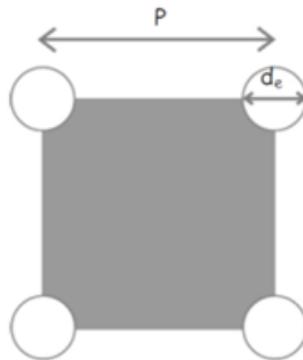
μ_i et μ_p : viscosités à Température moyenne du fluide et de la paroi

8.1.1. Calcul du diamètre équivalent : Par définition, le diamètre hydraulique équivalent est donné par :

$$D_{eq} = \frac{4. \text{Section passante axiale}}{\text{Périmètre mouillé}}$$

Pour un arrangement carré, on a donc:

$$D_{eq} = 4 \cdot \frac{P^2 - \pi d_e^2 / 4}{\pi d_e}$$

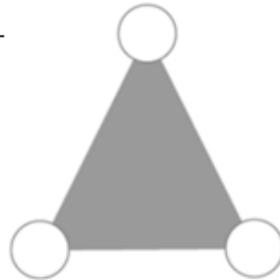


Pour un arrangement triangulaire, on a:

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot (P/2) \cdot 0,087 \cdot P - (\pi d_e^2)/8}{\pi d_e^2 / 2}$$

Soit :

$$D_{eq} = \frac{3,464 \cdot P^2}{\pi d_e} - d_e$$



8.1.2. Surface passante maximale

Pour calculer le nombre de Reynolds dans la calandre, il nous faut estimer la vitesse du fluide dans la calandre. Pour ce faire, on calcule la surface passante maximale A_s .

C'est la surface transversale (i.e. "horizontale") libre entre deux chicanes, ce qui correspond à la surface transversale totale entre deux chicanes, moins la surface occupée par les tubes (voir la figure 24).

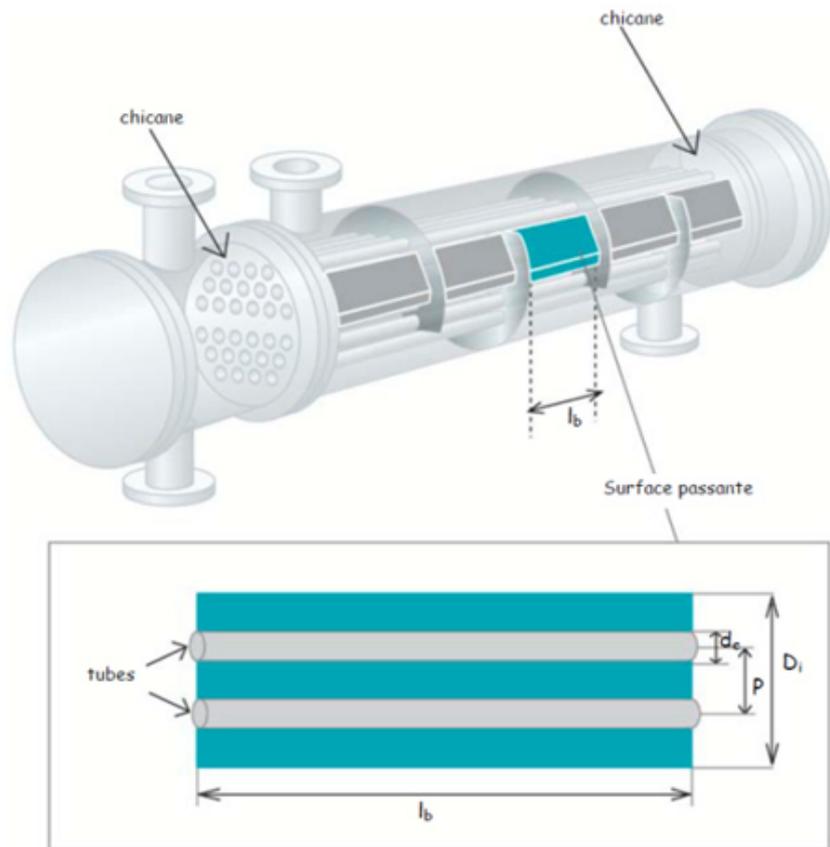


Figure 24-1 : Calcul de la surface passante A_s

On voit que A_s se calcule en retirant au produit ($l_b \cdot D_i$) la surface occupée par tous les tubes sur un diamètre. Le nombre de tubes K sur un diamètre se calcule quant à lui à partir du pas P et du diamètre intérieur D_i de la calandre :

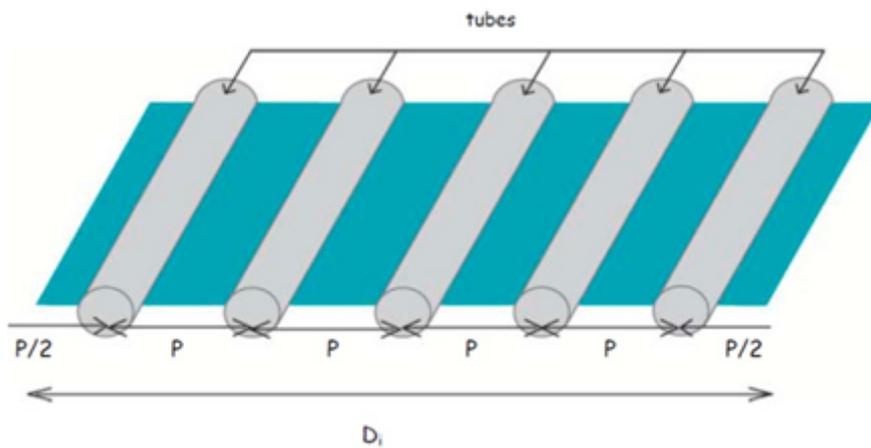


Figure 24-2 : Calcul de la surface passante maximale A_s

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

On relie alors aisément K, P et Di :

$$D_i = 2.P/2 + (K-1).P = K.P$$

D'où :

$$A_s = (D_i l_b) - (D_i/P) \cdot d_e \cdot l_b$$

Finalement, on retient :

$$A_s = ((P - d_e) D_i l_b) / P$$

8.1.3. Calcul des nombres de Reynolds et de Prandtl

La vitesse est obtenue en divisant le débit volumique par la surface passante maximale :

$$R_e = \frac{(\rho_e u_e D_{eq})}{\mu_e} = \frac{(\dot{m}_e D_{eq}) / A_s}{\mu_e}$$

D'où l'on déduit :

$$R_e = (\rho_e u_e D_{eq}) / \mu_e = (\dot{m}_e D_{eq}) / A_s \cdot \mu_e$$

On a par ailleurs :

$$Pr = \mu_e \cdot C_{pe} / \lambda_i$$

8.1.4. Coefficient de film coté calandre

Le coefficient de transfert de chaleur jh

Côté calandre varie selon le nombre de Reynolds dans la calandre et le pourcentage de coupure des chicanes (section passante / section totale). Il est directement lu sur la figure 9-1.

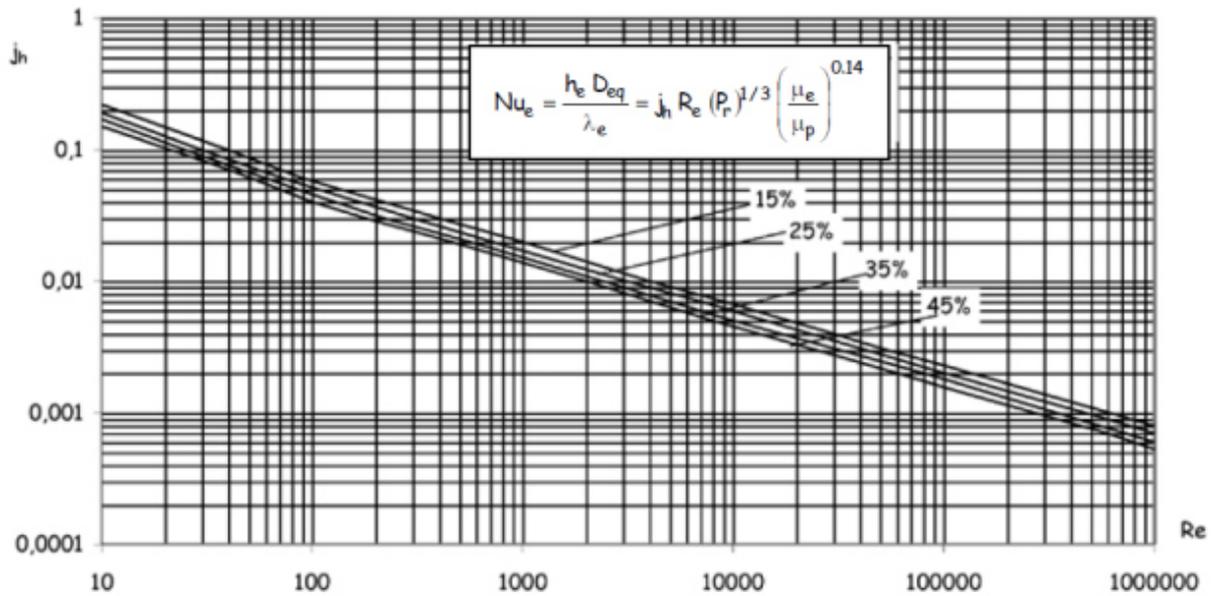


Figure 25-1 : Coefficient de transfert de chaleur J_h côté calandre selon le Re

On en déduit enfin le coefficient de film côté calandre h_e par la relation (55) :

$$Nu_e = (h_e D_{eq}) / \lambda_e = J_h Re (Pr)^{1/3} (\mu_e / \mu_p)^{0.14} \quad (55)$$

8.1.5. Perte de charge côté calandre

La perte de charge ΔP_e côté calandre par passe calandre est alors calculée par la relation (56) :

$$\Delta P_e = \frac{8 J_f (D_i / D_{eq}) L}{l_b} \frac{\rho u_e^2}{2} (\mu_i / \mu_p)^{0.14} \quad (56)$$

Où L est la longueur de l'échangeur et J_f est un facteur de frottement, directement lu sur la figure 25-2 ci-dessous.

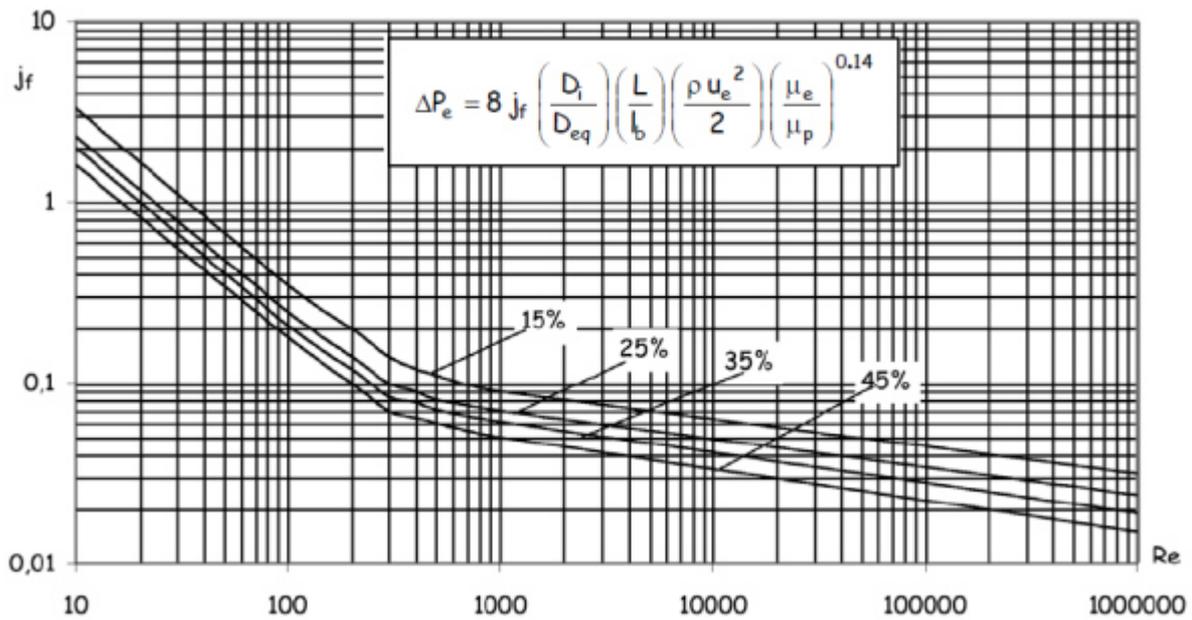


Figure 25-2 : Facteur de frottement J_f coté calandre selon le Reynolds

8.2. Coté tubes

La relation générale donnant le coefficient de film côté tube selon la méthode de Kern est :

$$N_{ui} = (h_i d_i) / \lambda_i = J_h Re (Pr)^{1/3} (\mu_i / \mu_p)^{0.14}$$

h_i : coefficient de film coté tubes (qu'on veut calculer)

d_i : diamètre interne des tubes

λ_i : conductibilité thermique du fluide

J_h : coefficient de transfert de chaleur

Re et Pr : nombre de Reynolds et de Prandtl

μ_i et μ_p : viscosités à Température moyenne du fluide et de la paroi

La procédure de calcul est ici un peu plus simple que dans la calandre.

8.2.1. Calcul des nombres de Reynolds et de Prandtl

La vitesse du fluide circulant dans les tubes est obtenue en divisant le débit volumique par la section passante A_i côté tubes. C'est la section passante d'un tube multipliée par le nombre de tubes par passe.

Ainsi, en notant n_t le nombre de passes tubes, la section passante est donnée par :

$$A_i = \frac{N \pi d_i^2}{n_t 4} q$$

On en déduit :

$$u_i = Q_i / A_i = \dot{m}_i / \rho_i A_i$$

D'où :

$$Re_i = (\rho_i u_i d_i) / \mu_i$$

On a par ailleurs :

$$Pr = \mu_i \cdot C_{pi} / \lambda_i$$

8.2.2. Coefficient de film coté tube

Le coefficient de transfert de chaleur j_h côté tubes varie selon le nombre de Reynolds dans les tubes et le rapport longueur sur diamètre des tubes. Il est directement lu sur la figure 26-1.

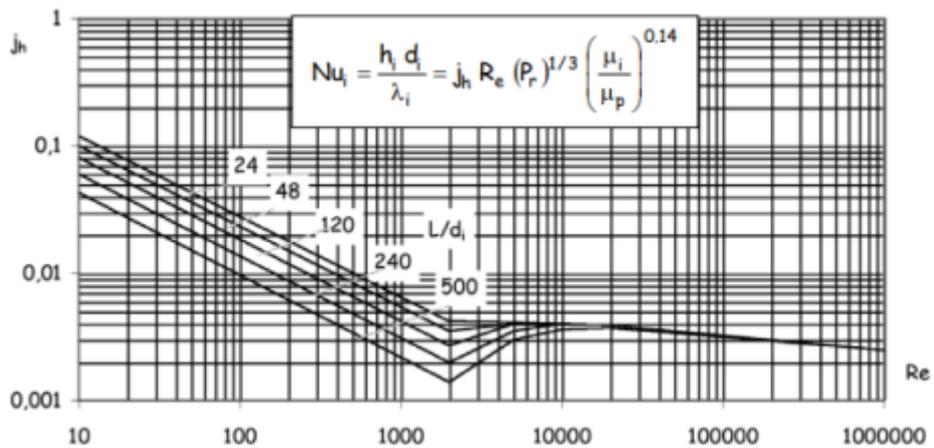


Figure 26-1 : Coefficient de transfert de chaleur Jh coté tubes selon Re

On en déduit enfin le coefficient de film côté tubes hi par la relation (57) :

$$Nu_{ui} = (h_i d_i) / \lambda_i = j_h Re (Pr)^{1/3} (\mu_e / \mu_p)^{0,14} \quad (57)$$

8.2.3. Perte de charge coté tubes

La perte de charge ΔP_i côté tubes est alors calculée par la relation (58), qui tient compte du nombre de passes tubes n_t :

$$\Delta P_i = 4 n_f j_f (L/d_i) (\rho u_i^2) (\mu_i / \mu_p)^m \quad (58)$$

$m=0.25$ pour $Re < 2100$

$m=0,14$ pour $Re > 2100$

L longueur de l'échangeur

J_f coefficient de frottement directement lu sur la figure 26-2 ci-dessous

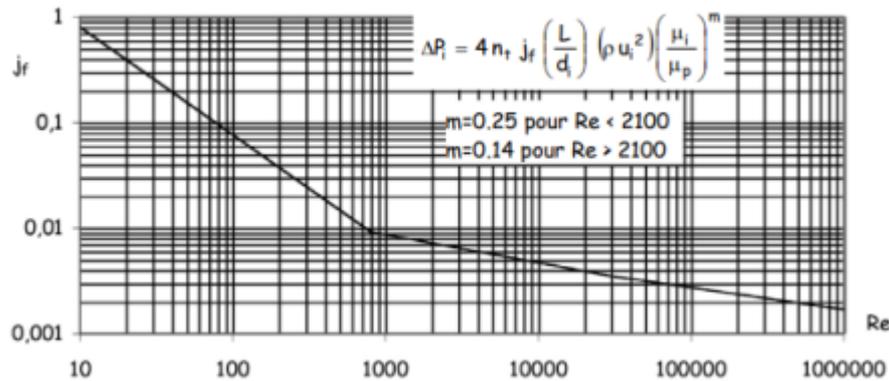


Figure 26-2 : Facteur de frottement J_f coté tubes selon Re

Conclusion

Pour un échangeur de géométrie donnée, on peut ainsi calculer le coefficient de transfert H , sur la surface externe ou interne. Si le produit $H \cdot S_{\text{disponible}}$ est inférieur au $H \cdot S_{\text{nécessaire}}$, on cherchera :

- à augmenter le coefficient d'échange, en augmentant la turbulence du fluide (ajout de chicanes, diminution du nombre de tubes..) lorsque la perte de charge dans l'installation est faible,
- à augmenter la surface d'échange dans le cas contraire. On veillera toutefois à maintenir des coefficients d'échange de chaleur H les plus élevés possible, de façon à minimiser la taille de l'installation.

Échangeurs à plaques

Introduction

Ce chapitre concerne la description et le dimensionnement des échangeurs à plaques. Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière, puis utilisés à la suite dans diverses branches de l'industrie (chimie, pétrochimie, énergie,

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

métallurgie, nucléaire, traitement de l'eau...). On regroupe sous ce vocable différentes technologies dont certaines sont de développement assez récent. Ces appareils compacts et de hautes performances ont de nombreux avantages par rapport aux autres types d'échangeurs : faible encombrement, forte turbulence, coefficient d'échange élevé, faible coût d'installation. Les inconvénients sont liés à leurs avantages : la perte de charge peut y être élevée. Le type le plus commun est l'échangeur à plaques et joints, dont les applications sont limitées par la pression maximale de service et par la pression différentielle entre les deux fluides. On peut réaliser industriellement aujourd'hui des échangeurs fonctionnant à des pressions de l'ordre de 15 à 20 bars. La température maximale de service est limitée par la nature des joints. On admet, comme limite supérieure d'utilisation des joints standards, une valeur de l'ordre de 150°C et de 230°C pour les joints spéciaux.

Les échangeurs à plaques soudées ou brasées permettent d'utiliser ces surfaces d'échange à des niveaux de température et de pression plus élevés que les échangeurs à plaques et joints. Tous les fluides peuvent être véhiculés dans ces échangeurs, mais les fluides encrassant sont à utiliser avec précaution.

Enfin, les échangeurs dits "à surface secondaire" utilisent des ailettes plissées ou ondulées, qui sont insérées entre les plaques, de façon à accroître la turbulence et donc le transfert de chaleur. Ces échangeurs sont principalement utilisés dans le traitement de l'air, que ce soit pour des applications atmosphériques ou cryogéniques. Leur dimensionnement est relativement complexe et ne sera pas abordé dans ce cours.

Échangeurs a plaques

9.1. Échangeurs a plaques et joints

9.1.1. Généralités

La surface d'échange d'un échangeur à plaques est composée de plaques métalliques ondulées équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

deux flasques, l'un fixe et l'autre mobile (figures 27 et 28). Un rail fixé sur le flasque fixe et sur un pied supporte l'ensemble des plaques et permet le déplacement de celles-ci (montage, nettoyage, ...).

Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques. Le nombre et la taille des plaques varient selon les débits, les propriétés physiques, le programme de température et les pertes de charge des fluides en circulation. Les plaques définissent ainsi un ensemble de canaux dans les - quels circulent alternativement chacun des fluides, comme l'illustrent les photos 3 et 4, ou l'animation 1.

Les échangeurs à plaques et joints sont surtout utilisés pour les transferts de chaleur entre fluides monophasiques, mais de plus en plus d'applications existent en diphasique, condensation ou évaporation.

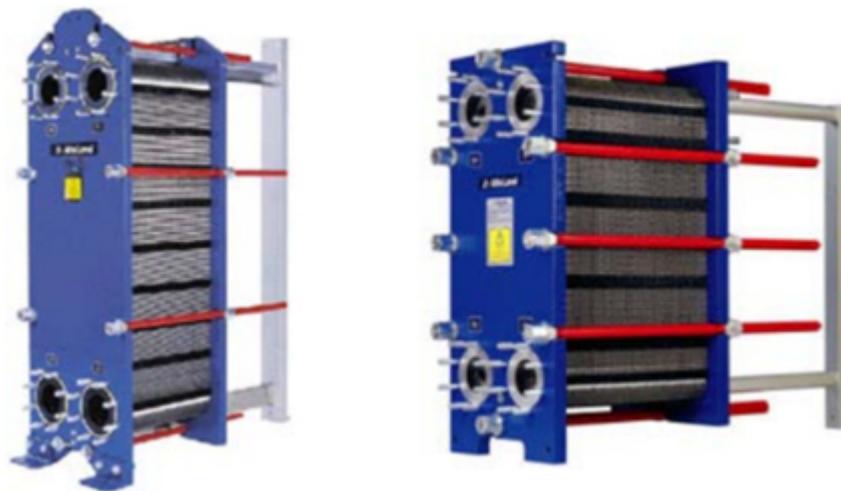


Figure 27 et 28 : Echangeurs à plaques (d'après Alfa Laval)

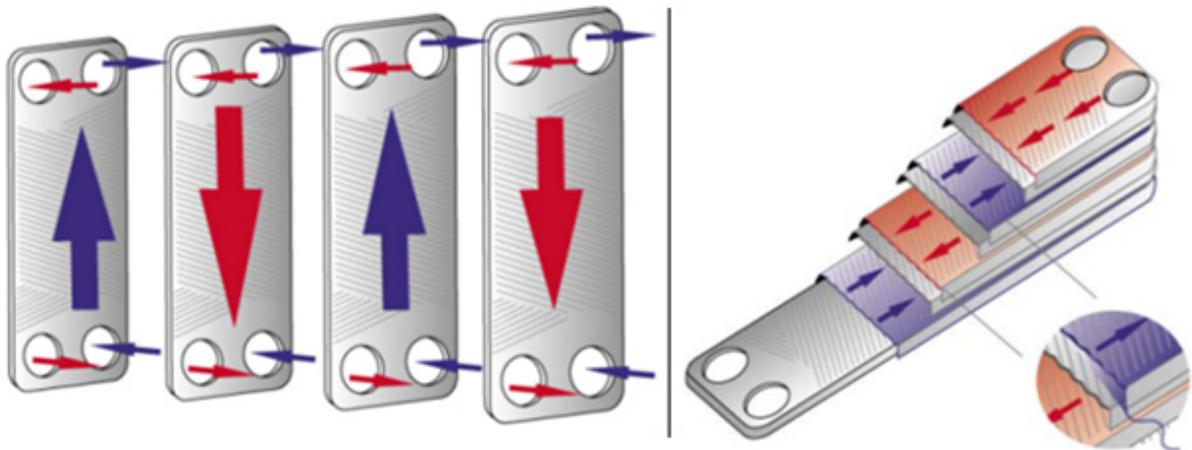


Figure 29 et 30 : Schémas de circulation des fluides dans un échangeur à plaques

9.1.2. Plaques et joints

Le dessin des plaques et de leurs cannelures varie d'un constructeur à l'autre. Il existe de par le monde une soixantaine de dessins de plaques, aussi est-il difficile de donner les caractéristiques précises et spécifiques de chaque plaque.

Les cannelures ont pour but essentiel d'augmenter les turbulences pour accroître les coefficients d'échange thermique, mais également d'assurer la rigidité mécanique par un grand nombre de contacts métal-métal. Les deux géométries de cannelures les plus utilisées sont les cannelures droites (perpendiculaires à l'écoulement) ou en chevrons (inclinaison d'un angle α par rapport à la direction principale de l'écoulement – voir illustration figure 31). Les profondeurs de cannelures varient de 3 à 5 mm typiquement et la turbulence apparaît pour des vitesses moyennes d'écoulement entre les plaques de 0.1 à 1 m.s^{-1} , c'est-à-dire pour des valeurs limites du nombre de Reynolds bien plus faibles que celles observées en conduites lisses.

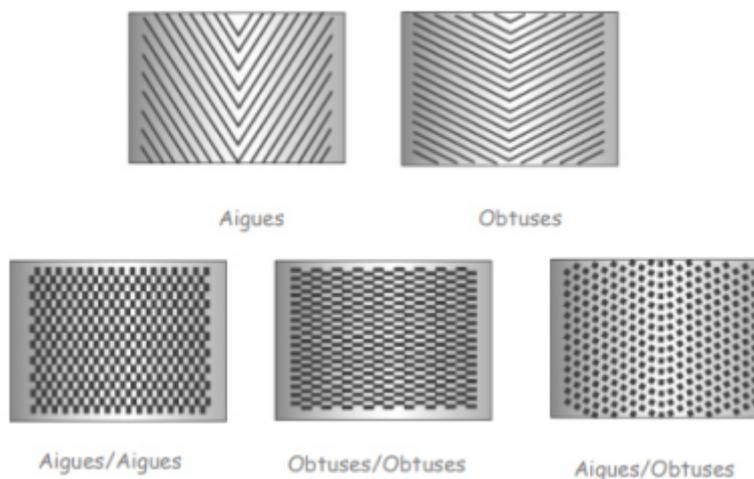


Figure 31 : Cannelures en chevrons

Les plaques sont obtenues par emboutissage. Elles sont généralement fabriquées dans différentes nuances de matériaux métalliques : Acier inoxydable AISI 304, 316, 18/12/6,5 (Avesta SMO), Titane, Titane-Palladium, Incoloy, Hastelloy, Diabon F100.

Les joints sont quant à eux disponibles dans une large gamme d'élastomères : Nitrile, Viton (FPM), EPDM, Néoprène (Chloroprène), Hypalon (CSM).

9.2. Échangeurs a plaques soudées ou brasées

L'échangeur à plaques soudées ou brasées est une variante de l'échangeur à plaque et joints conventionnel, car sa surface d'échange est bien constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées, mais il ne possède ni joints d'étanchéité ni tirants de serrage.

Les plaques sont en acier inoxydable ou en aluminium et sont assemblées par brasure dans un four sous vide, ce qui limite la taille de ces échangeurs. La soudure est effective sur le pourtour de la plaque ainsi qu'aux points de contacts entre deux plaques successives.

Ces échangeurs, qui restent généralement de petites tailles, peuvent être utilisés dans des conditions plus sévères que les échangeurs à plaques et joints : pression de service jusqu'à 30 bars, température de 225°C et débit d'eau jusqu'à 50 m³ .h⁻¹ .

Ils sont largement utilisés dans les applications suivantes : production d'eau chaude sanitaire, évaporation/condensation, chauffage, réfrigération d'huile hydraulique

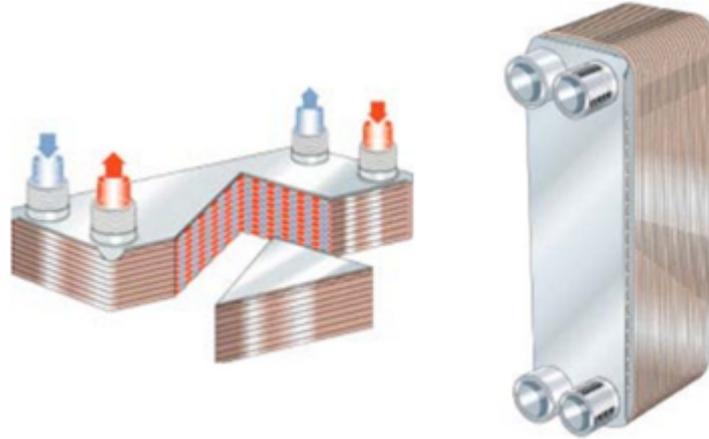


Figure 32 et 33 : Echangeurs à plaques brasées

9.3. Échangeurs a surface secondaire

Nous décrivons dans cette dernière partie toujours des échangeurs à plaques brasées, mais pour lesquels des ondes sont insérées entre les plaques de façon à accroître la turbulence et donc le transfert de chaleur.

Différents types d'ondes sont présentées sur la figure 34 ci-dessous. Chaque type d'onde possède ses propres caractéristiques hydrauliques et thermiques : les ondes droites (perforées ou non) donnent des performances identiques à celles que donneraient des tubes de diamètre hydraulique équivalent, alors que les ondes décalées (serrated) créent plus de turbulence et améliorent donc le coefficient de transfert thermique.



Figure 34 : Différents types d'ondes pour les échangeurs à surface secondaire

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Les ondes, grâce à leur configuration particulière, peuvent procurer une surface secondaire allant jusqu'à 90% de la surface totale, ce qui permet de loger dans un volume réduit une très grande surface d'échange : plus de $1500 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$. En outre, ces échangeurs souvent réalisés en aluminium allient une légèreté exceptionnelle à une excellente tenue mécanique. Ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la cryogénie, avec des niveaux de température compris entre -269°C et $+65^\circ\text{C}$ et des niveaux de pressions pouvant atteindre 75 bars.

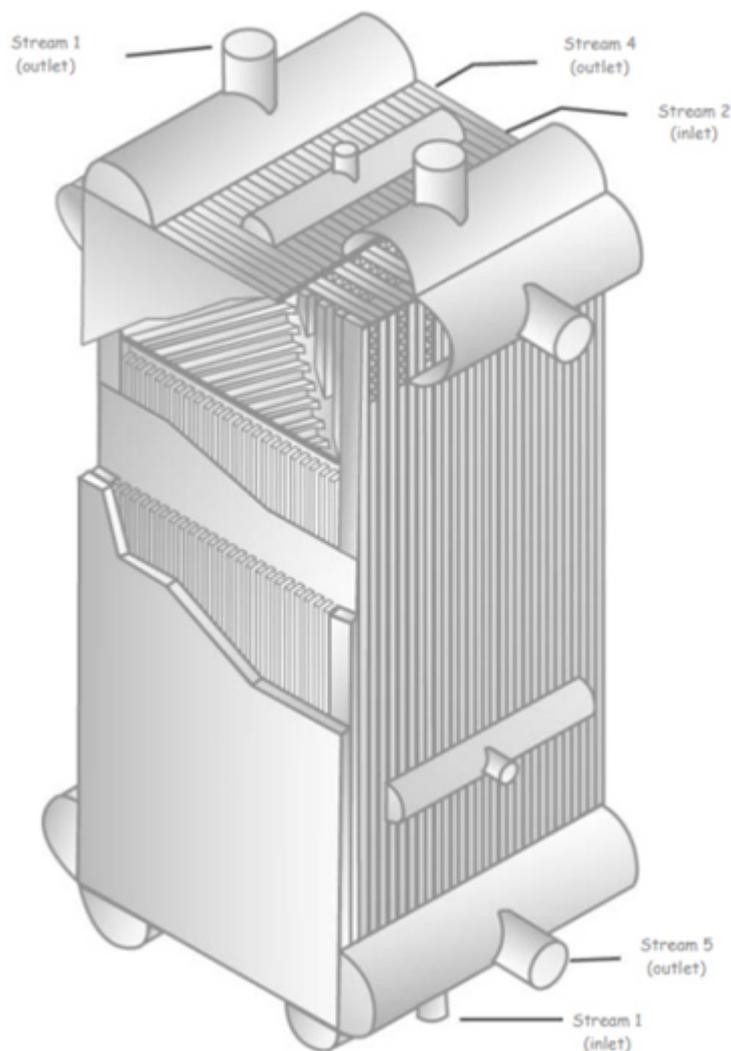


Figure 35 : Schéma d'un échangeur à plaques brasées, d'après les standards de l'APEMA

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Conclusion

En raison des fortes turbulences créées, les coefficients d'échange global de transfert thermique obtenus dans les échangeurs à plaques sont beaucoup plus élevés que ceux obtenus dans les échangeurs multitubulaires.

L'ordre de grandeur est, d'après les principaux constructeurs :

Coefficient d'échange	Constructeur
2300 à 7000 W/m ² K	CIAT
3500 à 7500 W/m ² K	Alfa Laval
1750 à 7000 W/m ² K	Vicarb

Si les coefficients d'échange sont élevés, les pertes de charge le sont aussi. En conséquence, le calcul d'un échangeur à plaques est toujours basé sur l'utilisation de la perte de charge maximale acceptable.

Les turbulences élevées, ainsi que l'état de surface des plaques polies contribuent par ailleurs à un encrassement très faible. Les valeurs moyennes usuelles des résistances d'encrassement sont différentes de celles mesurées et reportées pour les échangeurs tubes et calandre, et sont, d'après les principaux constructeurs :

Fluide	Résistance en (m ² .K/W)
Eau distillée	1.10 ⁻⁵
Eau de ville	2. 10 ⁻⁵
Eau de ville dure	5. 10 ⁻⁵
Eau de mer	3. 10 ⁻⁵
Eau de rivière	5. 10 ⁻⁵
Eau géothermale	4. 10 ⁻⁵
Vapeur d'eau	1. 10 ⁻⁵
Huile	2à5 . 10 ⁻⁵
Solvants et produits organiques	1à 3 . 10 ⁻⁵

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

- **Procédure de dimensionnement**

- Nous détaillons ici la procédure de dimensionnement des échangeurs à plaques. Le calcul des coefficients de film h sera abordé dans la quatrième et prochaine partie

1. Les données nécessaires au dimensionnement d'un échangeur à plaques sont :

- Nature, débits et caractéristiques des fluides,
- Températures d'entrée et de sortie de chacun des fluides,
- Perte de charge maximale admissible,
- Pression de service des fluides.

- 2. On commencera classiquement à calculer le flux de chaleur échangé dans l'installation par l'une des trois relations :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi = H.S.\Delta T_{lm} \\ \Phi = \dot{m}_f . C_{pf} . (T_{fs} - T_{fe}) \\ \Phi = \dot{m}_c . C_{pc} . (T_{ce} - T_{cs}) \end{array} \right.$$

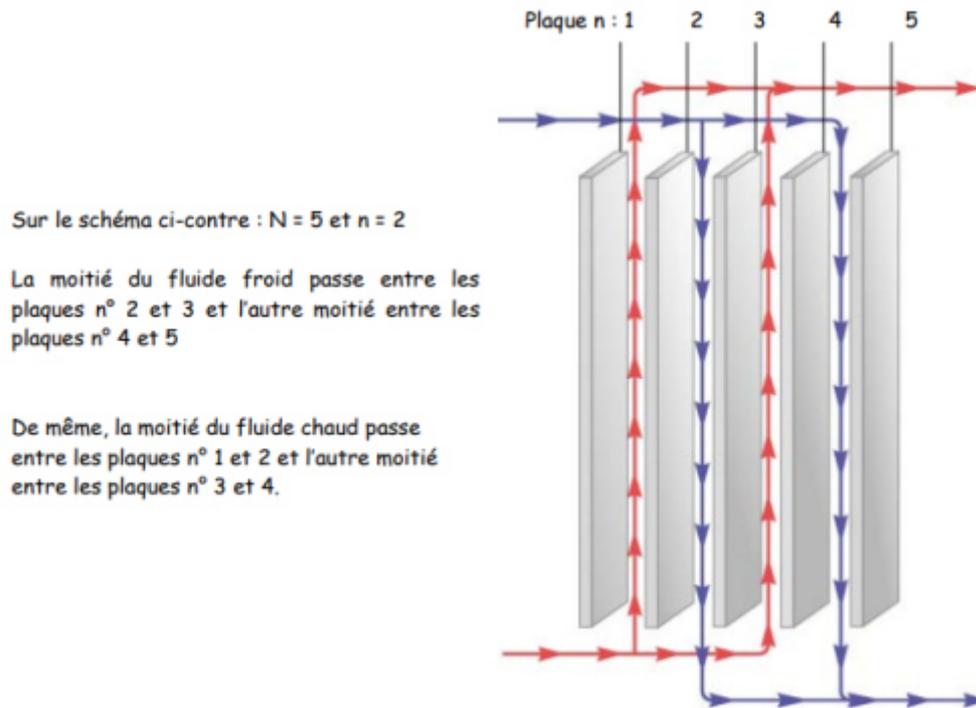
- On notera au passage que le facteur correctif F est égal à 1 pour les échangeurs à plaques.
- 3. On prend ensuite une valeur initial H_0 à partir des ordres de grandeur fournis ci-dessus. On peut ainsi calculer la surface d'échange S_0 .
- 4. Le choix des plaques utilisées sera fait selon la notice technique du constructeur, en fonction de la surface d'échange S_0 précédemment calculée et du débit maximal admissible à la traversée de l'installation.
- A titre d'exemple, la notice technique de la CIAT pour les échangeurs à plaques est partiellement reproduite ci-après.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

TAILLE	PW6 0.06 m ²	PW12 0.12 m ²	PW17 0.17 m ²	PW25 0.25 m ²	PW35 0.35 m ²
Surface d'échange maxi	3.24 m ²	14.4 m ²	20.4 m ²	80 m ²	112 m ²
Débit maximal admissible	20 m ³ .h ⁻¹	70 m ³ .h ⁻¹	70 m ³ .h ⁻¹	120 m ³ .h ⁻¹	120 m ³ .h ⁻¹
Épaisseur de la plaque	0.6 mm	0.6 mm	0.6 mm	0.6 mm	0.6 mm
Flux de chaleur maximal	100 kW	600 kW	800 kW	1200 kW	1500 kW
Distance entre 2 plaques (avec joint)	2.85 mm	3.45 mm	3.45 mm	3.45 mm	3.45 mm
Hauteur de la plaque	0.4615 m	0.621 m	0.800 m	0.782 m	1.070 m
Largeur de la plaque	0.180 m	0.290 m	0.290 m	0.480 m	0.480 m
Capacité liquide entre 2 plaques	0.2 litre	0.37 litre	0.52 litre	1 litre	1.4 litre
Poids (avec joint)	0.4 kg	0.9 kg	1.2 kg	1.8 kg	2.5 kg
Type de joint	Nitrile	Nitrile / EPDM	Nitrile / EPDM	Nitrile / EPDM	Nitrile / EPDM

- 5. Le type de plaque étant choisi, on peut calculer le nombre de plaques nécessaire N, et le nombre de canaux n disponibles pour chaque fluide ($n=N+1/2$).
- On tient en effet compte des deux plaques extrêmes (contre les flasques), qui ne participent pas à l'échange de chaleur, mais permettent toutefois la circulation des fluides.
- 6. En prenant bien garde au fait que chacun des fluides se divise alors en n filets qui s'écoulent chacun entre deux plaques, on peut faire un calcul détaillé de l'échangeur, à partir notamment des corrélations donnant les coefficients de film. On en déduit alors un coefficient global de transfert de chaleur $H_{1 \text{ disponible}}$.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)



- 7. On compare enfin H_0 (nécessaire) et H_1 (disponible).
- Si le coefficient de transfert disponible est supérieur au coefficient de transfert nécessaire, la configuration envisagée est convenable d'un point de vue transfert de chaleur. On vérifie alors que la perte de charge dans l'installation est inférieure à celle maximale admissible, et l'on s'assure que l'échangeur est optimisé, en termes de taille ou de coefficient global de transfert de chaleur.
- Si le coefficient de transfert de chaleur disponible est inférieur au coefficient de transfert de chaleur nécessaire, l'installation ne convient pas, et il faut recommencer le calcul en prenant par exemple :

$$S_1 = \Phi / H_1 \Delta T_{ml}$$

- On recommence bien évidemment la procédure tant que la configuration de l'échangeur n'est pas optimisée (d'un point de vue transfert de chaleur, perte de charge et encombrement)

Calcul des coefficients de transfert de chaleur

10.1. Coefficient de film

Les corrélations proposées pour calculer le coefficient de film de transfert de chaleur dépendent principalement de la géométrie des plaques et notamment de l'angle de corrugation α , défini sur la figure 10 ci-dessous.

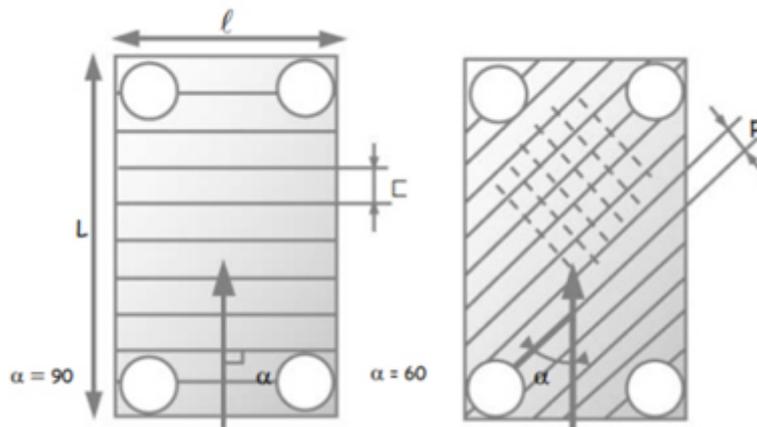


Figure 36 : Schéma d'une plaque

- α est l'angle de corrugation, formé par la direction principale de l'écoulement et la direction des corrugations ($\alpha = 90^\circ$ pour des plaques à cannelures droites et $\alpha < 90^\circ$ pour des plaques en chevrons)
- p est le pas de corrugation (distance entre deux motifs identiques),
- d_{plaques} est la hauteur de corrugation, ou hauteur du canal, ou distance entre deux plaques
- L est la hauteur de la plaque,
- l (soit petit L) est la largeur de la plaque.

Les expressions donnant le coefficient de film sont alors de la forme :

$$N_u = a R_{eb} Pr^{0,33} (Pr/P_{rp})^{0,33}$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Où :

- Nu est le nombre de Nusselt, défini par :

$$Nu = h D_H / \lambda$$

- Re est le nombre de Reynolds défini par :

$$Re = (\rho u D_H) / \mu$$

- Pr est le nombre de Prandtl, défini par :

$$Pr = \mu \cdot C_p / \lambda$$

- D_H est le diamètre hydraulique, défini par :

$$D_{eq} = 4 \cdot (\text{section passante axiale}) / \text{périmètre mouillé}$$

Soit ici :

$$D_H = 4 D_{\text{plaques}} / 2(1 + D_{\text{plaques}})$$

Où D_{plaques} est la distance entre deux plaques,

Enfin, a et b varient en fonction de l'angle de corrugation α :

α	a	b	Re
30	0.212	0.638	45-14600
60	0.287	0.705	45-13200

10.2. Perte de charge

La perte de charge dans l'installation est calculée par la corrélation suivante :

$$\Delta P = 4f (\rho u^2 \cdot L / 2D_h) + \Delta P_{\text{collecteur}}$$

Où collecteur ΔP est souvent négligeable.

Le problème se ramène alors au calcul du coefficient de frottement f.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

On se référera au tableau suivant :

Géométrie	Corrélation	Gamme de Reynolds
Lisse	$f = \frac{24}{Re}$	$Re < 2000$
	$f = 0.079 Re^{-0.25}$	$Re > 10000$
$\alpha = 30^\circ$	$f = 23.33 Re^{-0.809}$	$40 < Re < 500$
	$f = 0.557 Re^{-0.211}$	$500 < Re < 17000$
$\alpha = 60^\circ$	$f = 47.45 Re^{-0.680}$	$20 < Re < 140$
	$f = 3.917 Re^{-0.175}$	$140 < Re < 4500$
$\alpha = 90^\circ$	$f = 63.8 Re^{-0.809}$	$40 < Re < 180$
	$f = 4.82 Re^{-0.312}$	$180 < Re < 700$

10.3. Coefficient global de transfert de chaleur

Le coefficient global d'échange de chaleur est alors calculé par :

$$(1/H) = (1/h_c) + R_{tef} + (1/h_f) + R_{tec} + (e/\lambda)$$

Conclusion

De même que pour les échangeurs tubes calandre, le choix d'une configuration optimale pour un échangeur à plaques résultera d'une analyse technico-économique intégrant des paramètres de coûts de fonctionnement et d'investissement.

Un exercice présenté ci-après permettra au lecteur de se familiariser avec les notions présentées dans ce chapitre.

Condenseurs

On désigne par condenseur un appareil dont la fonction principale est de condenser de la vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Les condenseurs sont utilisés dans des secteurs d'activités très variés, tels que les industries chimiques, agro-alimentaires, la production d'énergie ou encore le génie climatique.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Bien que le fluide à condenser soit rarement un corps pur, mais plutôt un mélange de vapeurs en présence d'autres gaz incondensables, cette partie décrit les opérations de condensation d'une vapeur pure.

La condensation de vapeurs complexes sort du domaine de cet exposé et nous renvoyons le lecteur intéressé à des ouvrages spécialisés (Wuithier, Techniques de l'Ingénieur BE 9910). Par contre la technologie est la même pour un appareil de condensation de vapeur pure et un condenseur de vapeurs complexes. Il faut savoir que même dans le cas de la condensation de vapeur pure on a en toute rigueur toujours une condensation avec un inerte, surtout si l'appareil travaille sous vide. Il faudra en tenir compte afin de les évacuer.

Pour assurer la condensation, c'est-à-dire un changement de phase à température constante, il faut soutirer une grande quantité de chaleur à la vapeur à condenser. Ceci est réalisé en utilisant une source froide, abondante et bon marché : Le fluide de refroidissement est alors le plus souvent de l'eau, parfois de l'air.

Introduction

On distingue deux grandes familles de condenseurs :

- les condenseurs à fluide séparés, sans contact entre la vapeur et le fluide réfrigérant,
- les condenseurs à contact direct, avec mélange entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant.

Ces derniers appareils restent toutefois très peu utilisés, en raison des difficultés de mélange entre la vapeur et l'eau de refroidissement d'une part, des difficultés de séparation du mélange condensé d'autre part.

Seuls les premiers appareils, **les condenseurs à fluide séparés, seront donc décrits ici.**

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Les condenseurs sont la plupart du temps des appareils à calandre et faisceau tubulaire, construits selon les mêmes plans que les échangeurs tubes calandre, de sorte que toutes les caractéristiques géométriques de ces derniers restent valables (cf. chapitre 2a "Echangeurs à faisceau et calandre"). On utilise généralement des tubes de 3/4 " ou de 1 " et de longueur comprise entre 2 et 6 mètres, avec un pas triangulaire ou un pas carré.

La condensation se fait presque systématiquement dans la calandre, mais on rencontre aussi des appareils pour lesquels la condensation est prévue à l'intérieur des tubes, lorsque le fluide à condenser est chargé (la zone interne des tubes est plus facile à nettoyer) ou corrosif (dépense plus faible en matériau noble).

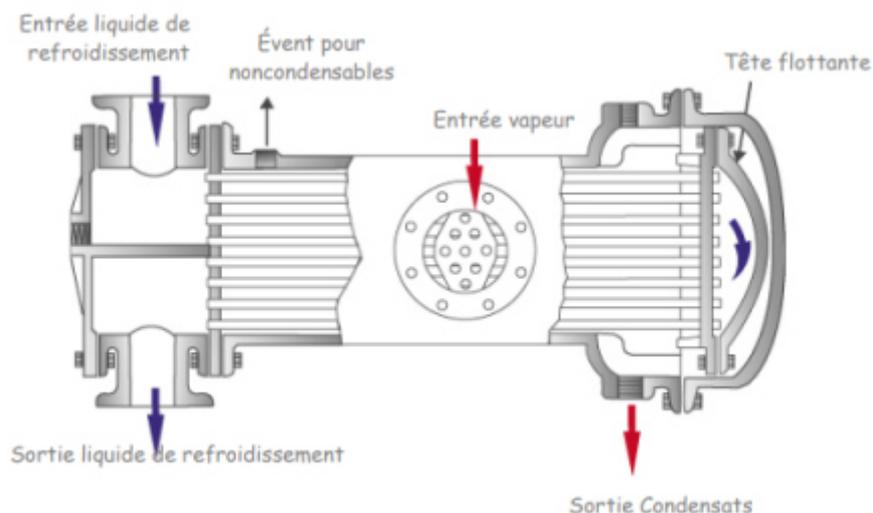


Figure 37 : Vue semi-éclatée d'un condenseur

On trouve par ailleurs des condenseurs à plaques, dont l'utilisation se développe de façon croissante ces dernières années. Les dimensions restent là encore celle des échangeurs à plaques et le choix du positionnement du fluide à condenser ne se pose plus. Les principaux avantages des condenseurs à plaques sont les mêmes que ceux des échangeurs : une compacité et une efficacité de transfert élevée, ainsi qu'une aptitude au nettoyage aisé.

Un des critères pour ces choix est souvent la perte de charge surtout pour des appareils travaillant à pression réduite.

Technologie des appareils

D'ordinaire, les condenseurs fonctionnent de façon horizontale. Les chicanes sont alors disposées verticalement et leur écartement est adapté de façon, d'une part à permettre

une vitesse de circulation correcte et, d'autre part à limiter la perte de charge. On peut utiliser un système de siphon adapté sur la bride d'évacuation pour refroidir le condensat au dessous de sa température de bulle (voir figure 38), mais on préfère le plus souvent monter alors le condenseur de façon verticale. Cette dernière disposition permet un réglage facile des surfaces de tubes travaillant à la condensation et des surfaces noyées travaillant au refroidissement (cf. encore figure 38).

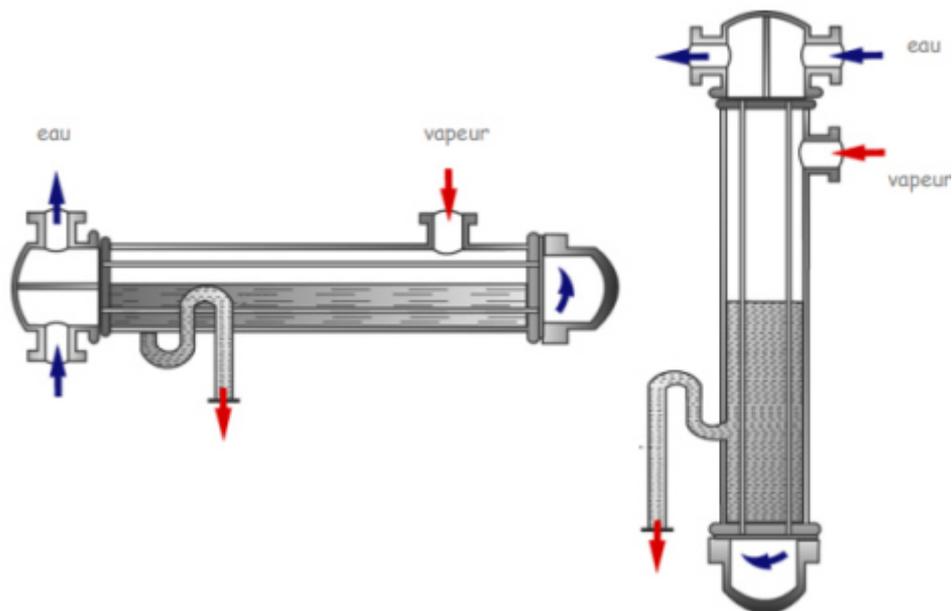


Figure 38 : Condenseur à chicanes ou à siphon pour assurer le refroidissement du condensat

Pour les condenseurs de surfaces élevées, on cherche généralement à limiter la perte de charge dans la calandre (côté de la vapeur à condenser) en adoptant certaines configurations classiques :

- courant divisé (divided flow) figure 39a,
- courant divisé et regroupé (split flow) figure 39b,
- double courant divisé (double split) figure 39c.

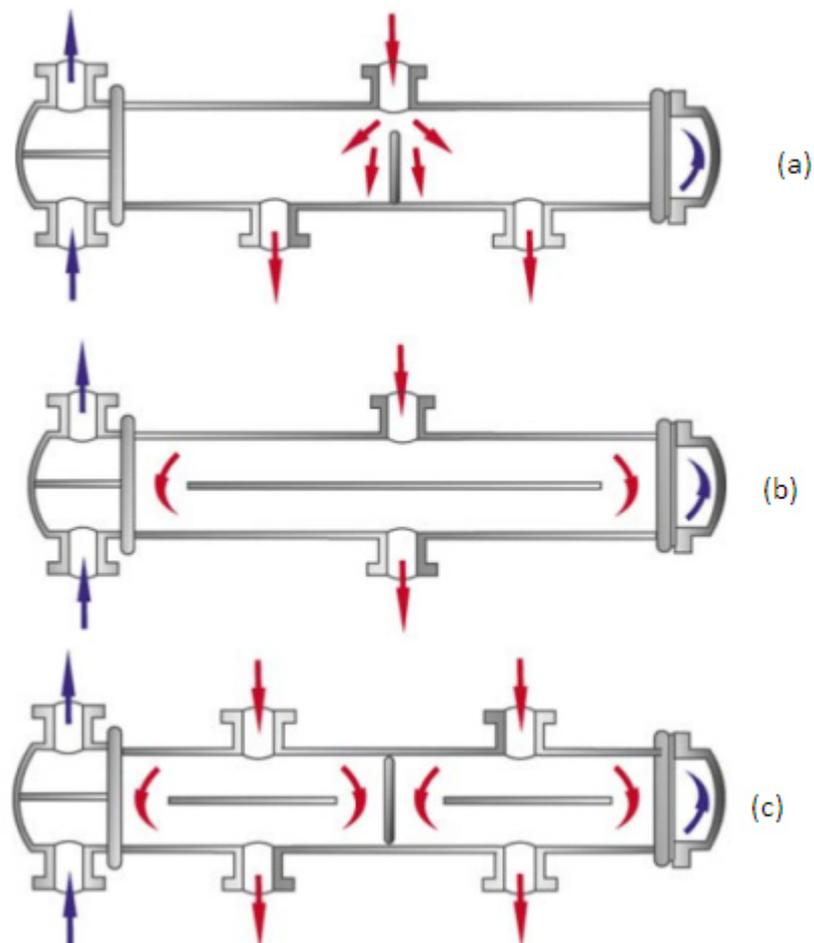


Figure 39 : Circulation des vapeurs dans la calandre

11.1. Condenseur sous vide

Des vapeurs sont fréquemment générées sous vide, de façon à limiter les températures des produits thermosensibles, ou à limiter aussi la quantité de chaleur à fournir pour évaporer un produit. De nombreuses opérations de condensation sont alors effectuées sous vide, la plupart du temps sur des condenseurs horizontaux.

Une des difficultés dans le fonctionnement de condenseur sous vide concerne la sortie des condensats. On trouve principalement deux méthodes, le soutirage par pompe ou par jambe barométrique, qui sont brièvement décrites ci-après.

11.1.1. Soutirage par pompe

Un récipient reçoit les condensats par gravité. Ce récipient est en équilibre avec le condenseur et une pompe permet d'extraire les condensats et de les envoyer pour l'utilisation suivante. L'inconvénient est ici d'avoir une pompe travaillant avec une aspiration sous vide, et avec un liquide bouillant. Il faudra bien choisir la garniture mécanique pour l'étanchéité de la pompe et veiller à son implantation pour respecter le NPSH.

11.1.2. Soutirage par jambe barométrique

C'est le type de montage présenté figure 40, page suivante.

Dans ce cas, le condensat s'écoule par gravité dans la tuyauterie de descente formant la jambe barométrique vers le pot de réception. Au départ de la descente la tuyauterie sera élargi sur une distance de 600 mm afin de permettre le dégazage du liquide sortant. La descente se fait avec une pente de 45° en général, de façon à éviter l'entraînement de gaz avec le liquide, qui pourraient compromettre son écoulement.

La tuyauterie arrive dans le pot de réception par un plongeur, de manière à éviter une entrée d'air, le pot restant à pression atmosphérique. Le liquide remplit donc la descente dont la hauteur est fonction de la pression dans le condenseur. Il ne faut pas noyer le condenseur, donc le niveau de liquide doit être maintenu dans la jambe.

Si le niveau devient trop bas dans le pot, la garde de la jambe barométrique n'est plus assurée : L'air s'introduira et le vide sera cassé. Pour éviter ce dysfonctionnement, on peut effectuer le soutirage des condensats sur le côté du pot à un niveau tel qu'il soit physiquement impossible de casser le vide. Un piquage avec une vanne est prévu sur le fond pour pouvoir vidanger le pot en cas d'arrêt.

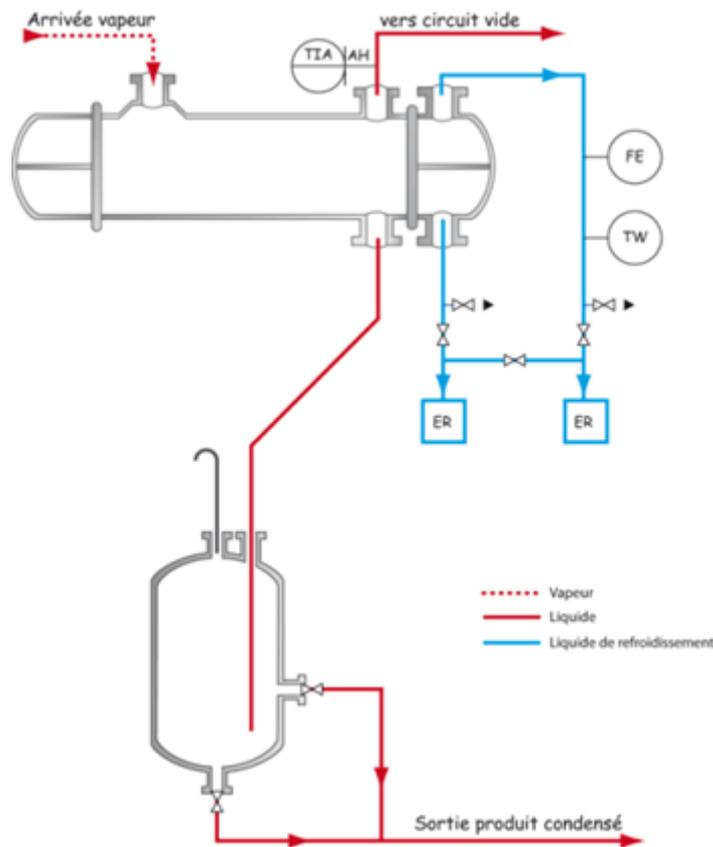


Figure 40 : Soutirage par jambe barométrique

11.2. Condenseur vertical

La condensation peut aussi se faire dans un condenseur installé verticalement. On utilise cette disposition pour la condensation avec sous refroidissement, lorsque l'emplacement disponible est réduit ou pour des condensations en tête de colonne. Ces dernier cas sont détaillés ci-après, le premier ayant été présenté en début de chapitre.

11.2.1. Condensation en tête de colonne

Dans ce cas, le condenseur est monté verticalement et il est intégré en tête de la colonne à distiller. Il peut travailler soit à pression atmosphérique, soit sous vide. Le condenseur est donc monté sur une bride de diamètre égal au diamètre de la calandre située sur le sommet de la colonne.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Avec cette implantation on peut alimenter le reflux de la colonne, et soutirer les légers sans pompe. Ce montage est intéressant pour des colonnes sous vide quand le diamètre de la colonne est important par rapport au diamètre de la calandre du condenseur. On évite ainsi la liaison colonne condenseur en tuyauterie de gros diamètre minimisant les pertes de charge. On peut de même assurer la jambe barométrique pour soutirer le distillat.

On utilise généralement un fluide à un niveau thermique, mais dans le cas où il est nécessaire d'utiliser deux fluides de refroidissement (présence d'inertes, vapeur complexe, sous refroidissement important du distillat), on utilise alors deux faisceaux tubulaires en U dans la même calandre. C'est le cas du schéma présenté figure 41.

Sur le schéma présenté figure 5, les vapeurs arrivent directement dans la calandre du condenseur en provenance de la colonne. Elles montent à travers le premier faisceau tubulaire (celui de droite) et se condensent. Le condensat tombe à contre courant dans le fût de la colonne. Les vapeurs arrivant au sommet du faisceau passent dans le deuxième compartiment (celui de gauche) par une fenêtre. Elles rencontrent le deuxième faisceau et continuent à se condenser sur les tubes qui sont à une température inférieure.

Les condensats coulent par gravité du premier faisceau sur le plateau situé en tête de la colonne. Les condensats provenant du deuxième faisceau sont recueillis dans le fond du compartiment et s'écoulent par une tuyauterie pour rejoindre le même plateau. Les condensats des deux échangeurs pouvant avoir des compositions différentes (condensation de mélange), il peut être intéressant d'effectuer le soutirage sur la tuyauterie de sortie du deuxième condenseur.

Enfin, les gaz sortant du condenseur contiennent des inertes et du produit entraîné par tension de vapeur. Ils sortent du deuxième compartiment juste au dessus de la sortie des condensats

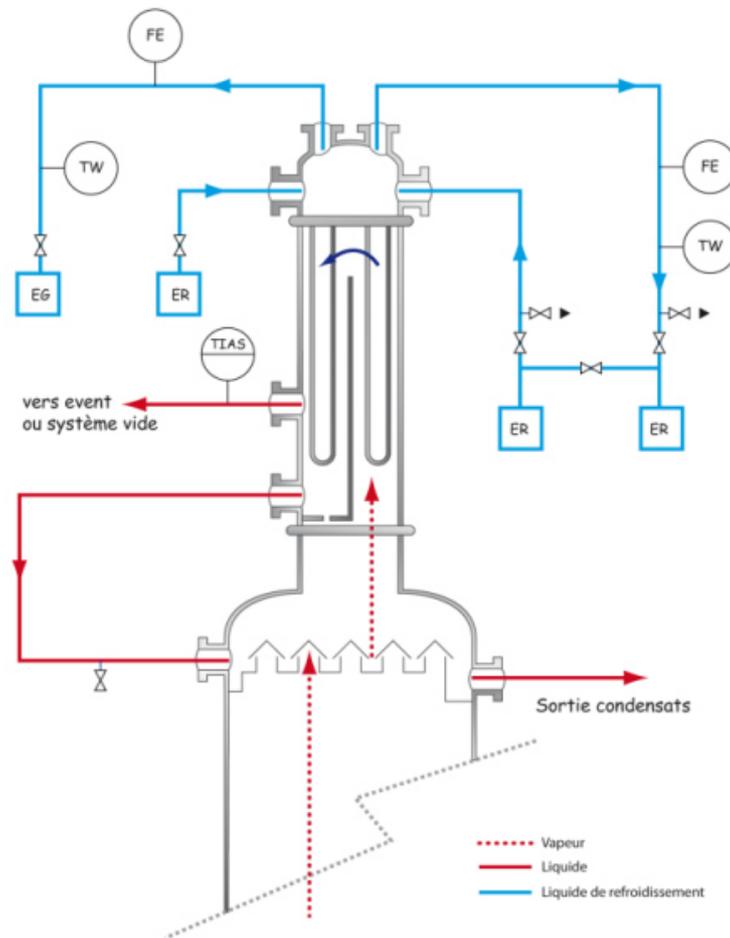


Figure 41 : Condensation verticale en tête de colonne

11.2.2. Faible emplacement disponible

Le choix du type d'appareil doit se faire en tenant compte des contraintes d'implantation. Dans certain cas on sera amené à installer le condenseur verticalement si les contraintes d'espace dans le plan horizontal sont importantes. Il ne faut pas oublier que la place prise par un échangeur est souvent le double de la longueur de la calandre : Il faut soit démonter le faisceau soit pouvoir nettoyer les tubes...

Conclusion

Plus que les caractéristiques technologiques des condenseurs, qui sont les mêmes que celles des échangeurs tubes et calandre, cette partie a présenté les principaux modes d'implantation et d'utilisation des condenseurs dans l'industrie.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

On retiendra l'utilisation de la jambe barométrique et le fonctionnement d'un condenseur en tête de colonne.

Cette description ne saurait être complète sans mentionner l'utilisation de condenseurs en graphite pour la condensation de vapeurs très corrosives. Ces derniers appareils sont souvent installés verticalement.

Condensation d'une vapeur pure

Lorsque la vapeur se condense sur une paroi froide, on peut observer une condensation en film (filmwise condensation) ou une condensation en gouttes (dropwise condensation) (voir figure 42) :

- La condensation en film est le phénomène le plus fréquemment rencontré. Le condensat forme ici un film liquide continu qui recouvre la paroi froide et qui s'écoule sous l'action des forces de gravité. C'est ce film liquide, interposé entre la vapeur et la paroi froide, qui limitera les transferts de chaleur et qui donc fixera la valeur du coefficient de transfert de chaleur.

- La condensation en gouttes apparaît lorsque la paroi froide est mal mouillée par la vapeur. Des microgouttes se forment en différents endroits de la surface (site de nucléation), puis grossissent, coalescent, et forment finalement des rigoles, qui s'écoulent le long de la paroi sous l'action de la gravité. Dans le cas de la condensation en gouttes, une large partie de la surface de refroidissement est recouverte d'une couche liquide extrêmement fine, de résistance thermique négligeable, et le coefficient de transfert de chaleur est alors beaucoup plus élevé qu'en condensation en film.

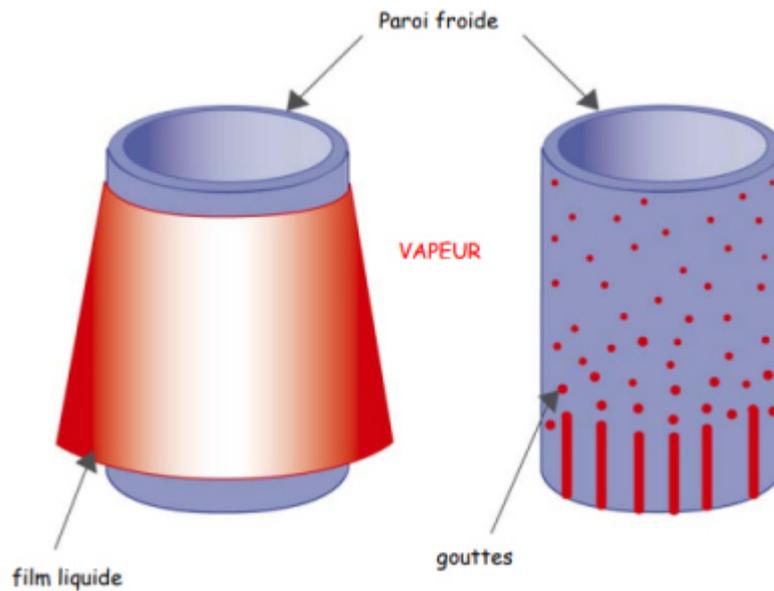


Figure 42 : Condensation en film et condensation en gouttes

Toutefois, l'apparition de la condensation en gouttes dépend essentiellement de la mouillabilité de la paroi par la vapeur à condenser. Elle nécessite soit un traitement de surface (coûteux) soit l'ajout d'un promoteur (délicat, car risque de contamination), elle est donc très rarement rencontrée dans les équipements industriels.

Nous nous limiterons donc ici à la description de la condensation en film.

12.1. Coefficient de film a la condensation a l'extérieur des tubes

12.1.1. Tubes verticaux

On se limite pour commencer au cas d'un écoulement laminaire, c'est-à-dire pour lequel le nombre de Reynolds est inférieur à 2100.

Le débit massique de vapeur (voir figure 42). On peut définir un diamètre équivalent par : Quatre fois la section de l'anneau de condensat autour du tube de longueur L et

$$D_{eq} = 4.A_f / \pi d_e$$

Avec N_t le nombre de tubes du faisceau, on peut définir un débit massique G_V de condensat par unité de longueur de périmètre de tube :

$$\underline{G_v = \dot{m}_c / \pi d_e N_t}$$

Ainsi que la vitesse massique de condensat G par :

$$\underline{G = \dot{m}_c / (A_f N_t) = (\pi d_e G_v) / A_f}$$

L'expression du nombre de Reynolds dans le film de condensat devient :

$$\underline{Re = (D_{eq} G) / \mu = (4 A_f / (\pi \mu D_e)) (\pi d_e G_v) / A_f}$$

$$\mathbf{Re = 4Gv/\mu}$$

On peut alors montrer, en se basant sur les équations de transfert de chaleur en régime laminaire (cf. Perry's, Wuithier, Kreith & Bohn, Hewitt) que le coefficient de film dépend du nombre de Reynolds, à une puissance négative, et des caractéristiques physico-chimiques du film liquide de vapeur condensé (estimées à la température du film, voir plus loin) :

$$h_{cv} = 1,47 \left(\frac{(\lambda^3 \rho^2 g')}{\mu^2} \right)^{1/3} Re^{1/3}$$
$$\underline{h_{cv} = 1,47 \left(\frac{(\lambda^3 \rho^2 g')}{\mu^2} \right)^{1/3} \left(\frac{4 \cdot G_v \cdot}{\mu} \right)^{1/3}}$$

12.1.2. Tubes horizontaux

On peut définir, pour des tubes horizontaux et toujours pour des nombres de Reynolds inférieurs à 2100, un débit de condensat GH par unité de longueur de tube :

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

On obtient une expression analogue pour le coefficient local de transfert de chaleur, qui dépend toujours du Reynolds avec un exposant négatif, ainsi que des propriétés physico-chimiques du film liquide :

$$h_{cv} = 1,21 \left(\frac{(\lambda^3 \rho^2 g')}{\mu^2} \right)^{1/3} Re^{-1/3}$$

Soit

$$h_{cv} = 1,21 \left(\frac{(\lambda^3 \rho^2 g')}{\mu^2} \right)^{1/3} \left(\frac{4 \cdot G_v}{\mu} \right)^{-1/3}$$

Cette dernière relation ne tient pas compte des interactions entre tubes horizontaux : en effet, le condensat ruisselle d'un tube sur l'autre, ce qui modifie le transfert de chaleur, et l'on doit alors diviser le coefficient global par 4 $1 N_t$, ce qui revient à définir G_H par la relation suivante :

$$G_H = m_c / (2L N_t)^{1/4}$$

12.1.3. Régime turbulent

Les relations (59) et (60) ci-dessus ont été établies à partir de relations uniquement valables en régime laminaire.

Des nombres de Reynolds supérieurs à 2100 sont très rarement atteints, sur des tubes horizontaux, de sorte que la relation (61) n'a pas été extrapolée.

Pour des tubes verticaux, on peut utiliser la relation suivante dans le cas de nombres de Reynolds supérieurs à 2100 :

$$h_{cv} = 0,0076 \left(\frac{(\lambda^3 \rho^2 g')}{\mu^2} \right)^{1/3} Re^{0,4} \quad (59)$$

$$h_{cv} = 0,0076 \left(\frac{(\lambda^3 \rho^2 g')}{\mu^2} \right)^{1/3} \frac{4.G_v^{0,4}}{\mu} \quad (60)$$

12.2. Coefficients de film a la condensation a l'intérieur des tubes

Les corrélations sont ici beaucoup moins précises et beaucoup plus rares.

12.2.1. Tubes verticaux

Nous proposons toutefois, pour de la condensation à l'intérieur d'un tube vertical, la relation suivante :

$$Nu_{cv} = 0,024. Re^{0,8} . Pr_{liq}^{0,43} . \frac{(\rho/\rho_m)_{in}^{1/2} + (\rho/\rho_m)_{out}^{1/2}}{2} \quad (61)$$

$$(h_{cv} d_i)/\lambda = 0,024.(d_i . G/\mu_{liq})^{0,8} . (\mu_{liq} C_p / \lambda_{liq})^{0,43} . \frac{(\rho/\rho_m)_{in}^{1/2} + (\rho/\rho_m)_{out}^{1/2}}{2} \quad (62)$$

Avec :

$$G \text{ Vitesse massique (} = \rho . u = \frac{4 . mc}{Nt . \pi . d_i^2} \text{)}$$

$$(\rho/\rho_m)_{in} = 1 + \frac{\rho_{liq} - \rho_{vap}}{\rho_{vap}} x_{in}$$

$$(\rho/\rho_m)_{out} = 1 + \frac{\rho_{liq} - \rho_{vap}}{\rho_{vap}} x_{out}$$

soit x le titre massique du fluide diphasique en écoulement dans le tube, calculé à partir des débits partiels de fluide toujours sous forme vapeur,

$$X = \frac{m_c^{vap}}{m_c^{vap} + m_c^{liq}}$$

12.2.2. Tubes horizontaux

Enfin, pour des tubes horizontaux, on pourra utiliser la relation suivante :

$$h_{CH} = \frac{0,761 [L \lambda^3 \rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{vap}) g N_t]^{1/3}}{\mu \dot{m}_c}$$

où L est la longueur des tubes, et les caractéristiques physico-chimiques sont évaluées à température de film.

12.3. Calcul d'un condenseur

12.3.1. Relations générales

La condensation d'une vapeur pure s'effectue à température constante Tc, la température de saturation de la vapeur. Toutes les configurations d'échangeurs conduisent à la même différence de température, et le facteur de correction F est donc égal à 1, quelque soit le condenseur.

On a donc :

$$\Phi = H_{nécessaire} \cdot S (\Delta_{Tml})$$

Si l'on appelle hi le coefficient de film interne relatif au fluide de réfrigération, he le coefficient de film à la condensation, et λm la résistance due à l'épaisseur du tube, l'expression du coefficient global de transfert H disponible côté externe ou interne sera :

$$1/H_{e_disponible} = 1/h_e + R_{te} + (d_e/2 \lambda_m) \cdot \ln(d_e/d_i) + R_{ti} \cdot d_e/d_i + (d_e/d_i)/h_i$$

$$1/H_{i_disponible} = 1/h_i + R_{ti} + (d_e/2 \lambda_m) \cdot \ln(d_e/d_i) + R_{te} \cdot d_i/d_e + (d_i/d_e)/h_e$$

Où Rte et Rti sont les résistances d'encrassement intérieur et extérieur.

12.3.2. Température de film

Par ailleurs, il convient, pour le calcul de $H_{\text{disponible}}$, d'évaluer le coefficient à la condensation h_e à partir des caractéristiques physico-chimiques du liquide, à la température de film T_{film} .

Les températures moyennes des fluides chauds et froids peuvent aisément être calculées par :

$$\text{Fluide froid: } \bar{T}_f = (T_{fe} + T_{fs})/2$$

$$\text{Vapeur: } T_{\text{vapeur}} = T_c$$

En écrivant la conservation du flux de chaleur, la température de paroi du tube est donnée par :

$$T_{\text{tube}} = T_c - \frac{h_i^o}{h_i^o + h_c} (T_c - \bar{T}_f) \quad \text{avec } h_i^o = h_i \frac{d_j}{d_e}$$

Et la température du film liquide T_{film} pour laquelle on calcule λ , μ et ρ est enfin donnée par :

$$T_{\text{film}} = (T_c + T_{\text{tube}})/2$$

Et l'on prendra bien évidemment soin de vérifier que $H_{\text{disponible}} \geq H_{\text{nécessaire}}$

12.3.3. Perte de charge

Le calcul de la perte de charge côté vapeur est relativement délicat. La perte de charge est généralement estimée en prenant la moitié de la valeur calculée pour le débit total de vapeur dans les conditions d'entrée. On se basera donc sur la relation proposée au chapitre précédent :

$$\Delta P_e = \frac{1}{2} \left[8 j_f \left(\frac{D_i}{D_{eq}} \right) \left(\frac{L}{l_b} \right) \left(\frac{\rho u_e^2}{2} \right) \left(\frac{\mu_e}{\mu_p} \right)^{0.14} \right]$$

Où le facteur de frottement j_f est lu sur la figure 25.2 , rappelée ci-dessous.

Il conviendra toujours de vérifier, après démarrage de l'installation, que la perte de charge côté vapeur n'entraîne pas de modification du débit condensé. La perte de charge relative au fluide de réfrigération sera estimée de la même façon que pour les échangeurs de chaleur (par exemple, par la méthode de Kern .)

Vapeur surchauffé ou liquide sous refroidi

13.1. Vapeur surchauffé

Si le fluide arrivant dans l'appareil est surchauffé, la chaleur sensible de la vapeur surchauffée doit être transférée à travers la paroi froide, en plus de la chaleur de condensation.

Pour des vapeurs d'eau, la chaleur sensible de la vapeur surchauffée est faible devant la chaleur de condensation, et la chaleur sensible de la vapeur surchauffée est fréquemment négligée. Ainsi, une surchauffe de 50°C représente 100 J/g, à comparer aux 2300 J/g de chaleur de condensation.

Dans le cas de la condensation de vapeurs organiques, la chaleur sensible de la vapeur est souvent comparable à la chaleur de condensation, et ne peut plus être négligée. La prise en compte d'une surchauffe de la vapeur dépend alors des valeurs relatives des températures de tube et de condensation.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

- Si la température de tube est plus faible que la température de condensation de la vapeur surchauffée alors le tube est déjà recouvert de condensat, et la température de la couche externe du film liquide est celle de condensation de la vapeur surchauffée. On suppose alors que toute la chaleur disponible (chaleur sensible de la vapeur + chaleur latente de condensation) est transférée à travers le film, avec un coefficient de transfert de chaleur à la condensation calculée à partir des relations ci-dessus. On retrouve donc la relation ci-dessus, qui sert à calculer H et étant calculé aussi à partir de la relation qui succède à la suivante, et Φ tenant compte de la chaleur sensible de la vapeur.

- Si la surchauffe est importante et que la température de sortie du fluide de refroidissement est proche de la température de condensation, la température de tube peut être supérieure à la température de condensation de la vapeur surchauffée, et dans ce cas, la paroi reste sèche, la condensation ne commence pas. Le condenseur est alors supposé constitué de deux sections consécutives : une première de désurchauffe de la vapeur (un refroidisseur de gaz), et une seconde de condensation. Le calcul du refroidisseur de gaz se fait de façon classique et celui de la section de condensation par les méthodes développées ci-dessus. Toutefois, en raison des faibles coefficients de transfert de chaleur en phase gaz, la section de désurchauffe risque d'apparaître importante, en termes de surface, en comparaison de la chaleur retirée. Cette situation pourra être évitée en pratique en injectant un brouillard de liquide à la vapeur surchauffée : les petites gouttes de liquide s'évaporent très rapidement, et refroidissent ainsi la vapeur surchauffée.

13.2. Liquide sous refroidi

De la même façon, si l'on souhaite sous refroidir le liquide sortant de l'installation bien en dessous de la température de condensation, on pourra supposer le condenseur constitué de deux sections consécutives, l'une servant à la condensation et la seconde au refroidissement du liquide. Le calcul de la section de condensation se fait à partir des méthodes détaillées ci-dessus, celui de la section de refroidissement à partir des méthodes exposées déjà.

La surface du condenseur est finalement la somme des surfaces relatives à chaque section.

Conclusion : La principale difficulté dans le dimensionnement des condenseurs réside dans le calcul de la température de film liquide T_{film} à laquelle on devra estimer les caractéristiques physico-chimiques du condensat. Une première étape d'itération est la plupart du temps nécessaire.

La suite de la méthode est analogue à celle présentée et développée pour les échangeurs tubes calandre. L'exercice ci-après devrait permettre au lecteur de se familiariser avec le dimensionnement d'un condenseur pour une vapeur pure.

Rebouilleur et évaporateurs

Introduction

On distinguera ici les rebouilleurs, utilisés principalement en pied de colonne à distiller, des évaporateurs, généralement utilisés pour concentrer une solution par évaporation d'un solvant ou évaporer un liquide pour effectuer une alimentation en phase gaz. Cette distinction n'est pas toujours faite, et ces deux types d'appareils sont parfois dénommés sous le terme générique d'évaporateurs".

Les rebouilleurs

Les rebouilleurs sont des appareils dont le but est d'effectuer une vaporisation partielle des fonds de colonnes de distillation afin d'engendrer la phase vapeur qui assurera le fractionnement dans la section d'épuisement. La quantité vaporisée s'appelle le taux de rebouillage.

La plupart des rebouilleurs sont construits selon le même principe que les échangeurs à faisceau et à calandre, avec toutefois des variantes imposées par le système de séparation liquide-vapeur. Dans certains cas, on pourra aussi utiliser des échangeurs à plaques soudées ou encore des échangeurs en graphite.

On distingue ainsi deux grandes classes d'appareils :

- Les rebouilleurs à circulation naturelle

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

- Rebouilleur à faisceau immergé type Kettle,
- Thermosiphon vertical,
- Thermosiphon horizontal,
- Rebouilleurs internes de colonne.

- Les rebouilleurs à circulation forcée

- Rebouilleur horizontal,
- Rebouilleur vertical,
- Rebouilleur à film tombant.

La sélection du type de bouilleur doit se faire en considérant de nombreux facteurs :

- La nature du fluide (présence de solides dissous ou en suspension),
- La nature du fluide chaud (liquide, vapeur, gaz, voire chauffage par effet joule),
- La tendance à l'encrassement,
- La fraction à vaporiser,
- La charge thermique,
- Les températures d'approche,
- La nature des matériaux à employer pour la construction,
- L'espace disponible pour l'installation.

14.1. Les rebouilleurs a circulation naturelle

14.1.1. Principe

La figure 43 représente de façon schématique un bouilleur à circulation naturelle, également appelé thermosiphon. Ce bouilleur est constitué d'un échangeur vertical avec une calandre Type E selon le standard TEMA, avec une simple passe côté tubes.

Le circuit coté tubes comprend une liaison avec le fond de la colonne par des tuyauteries. L'évaporation du fluide procédé a lieu dans les tubes par la chaleur apportée par de la vapeur ou par un fluide thermique. Le niveau de liquide dans la colonne est maintenu généralement au même niveau que la plaque tubulaire supérieure de l'échangeur.

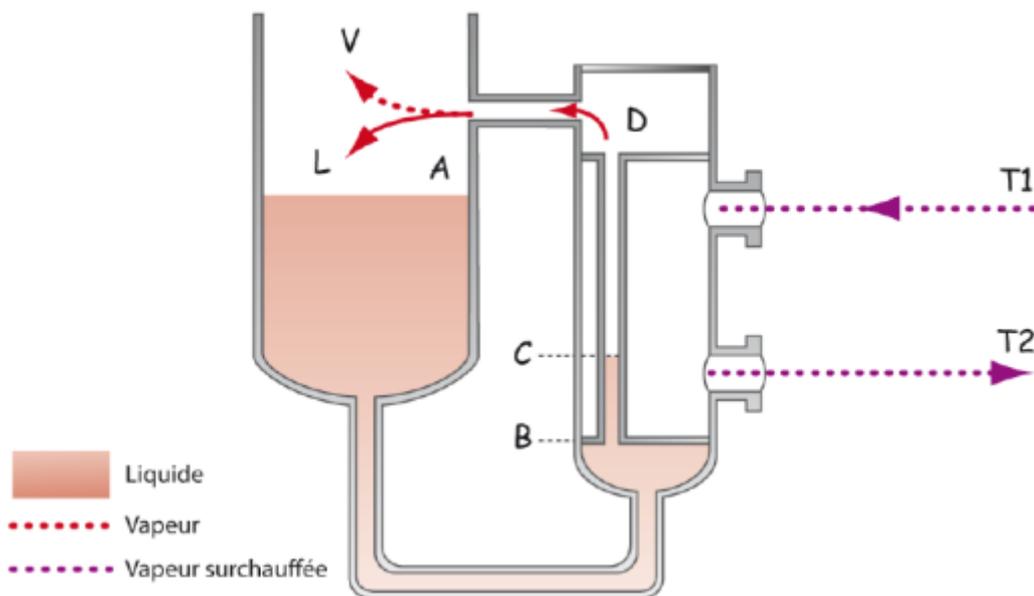


Figure 43 : Fonctionnement d'un rebouilleur thermosiphon

Le débit à travers le bouilleur s'établit par une circulation naturelle car la masse volumique du liquide dans le pied de la colonne est plus grande que celle du mélange liquide - vapeur qui se trouve dans les tubes.

Le fluide est à la température de bulle à la surface du liquide dans la colonne. Du fait de la pression hydrostatique du fond de la colonne le liquide atteint l'entrée de l'échangeur à la même température mais sous refroidi par rapport à la température d'ébullition (point A).

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

On a donc dans la première partie de l'échangeur une surchauffe du fluide afin d'atteindre la température d'ébullition (point B). Cette température est atteinte par cette surchauffe et aussi par la diminution de la pression hydrostatique (point C). L'évaporation commence et se poursuit sur toute la longueur des tubes jusqu'à la sortie (point D).

On a donc dans la première partie de l'échangeur une surchauffe du fluide afin d'atteindre la température d'ébullition (point B). Cette température est atteinte par cette surchauffe et aussi par la diminution de la pression hydrostatique (point C). L'évaporation commence et se poursuit sur toute la longueur des tubes jusqu'à la sortie (point D).

Si on représente la variation de température dans les tubes en fonction de la longueur entre le point B et D on a, en fonction du type de fluide de chauffage, les graphes suivants :

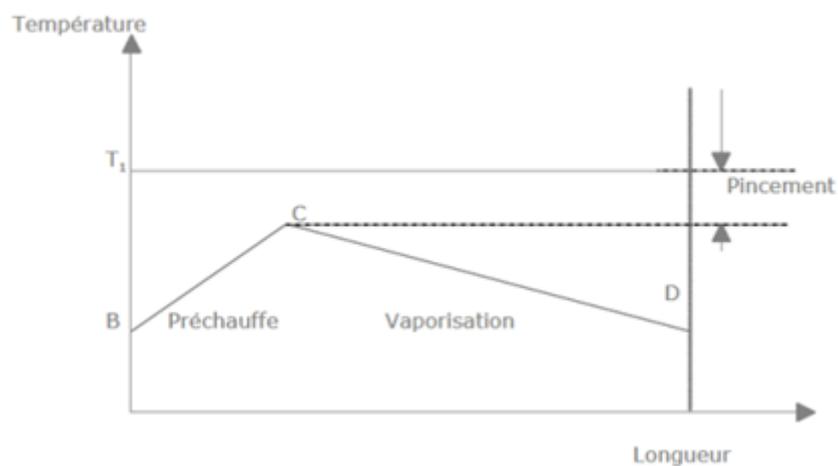


Figure 44 : Cas de chauffage avec fluide isotherme

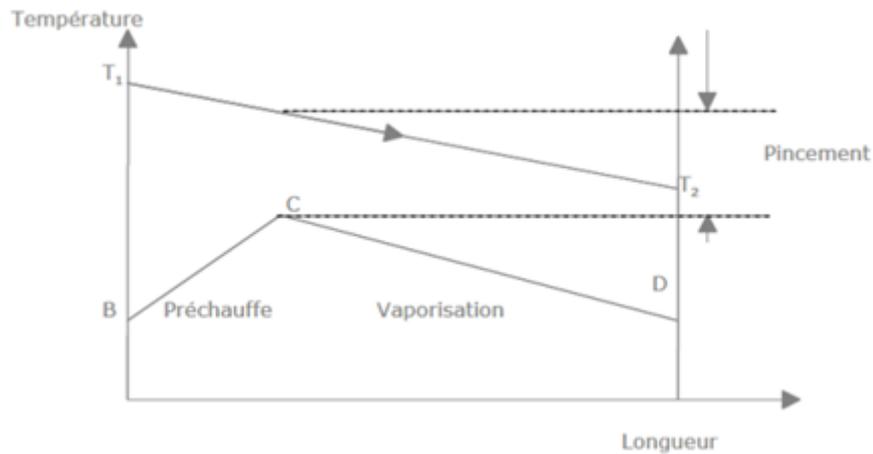


Figure 45 : Cas de chauffage avec fluide non-isotherme co-courant

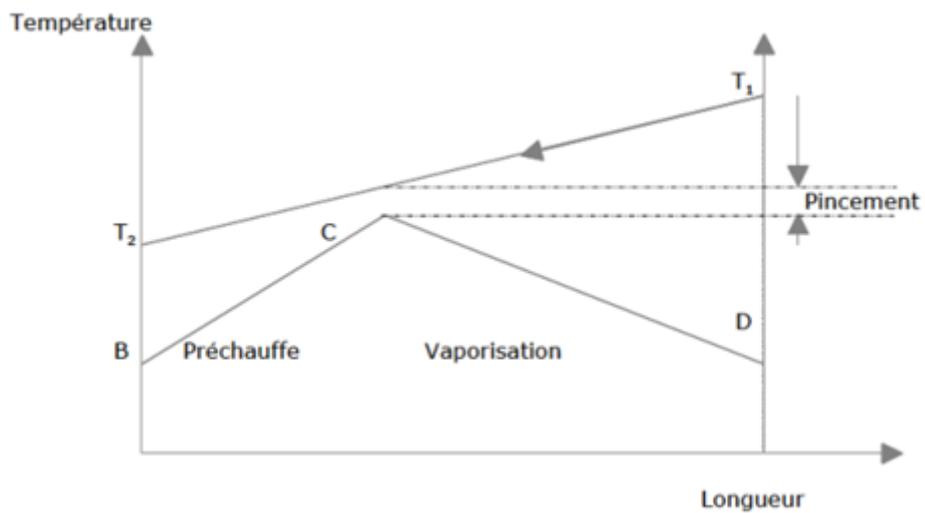


Figure 46 : Cas de chauffage avec fluide non-isotherme contre-courant

Des éventuels points de pincement peuvent ainsi apparaître. Il appartiendra alors à l'ingénieur de Génie des Procédés de s'assurer qu'il n'y pas de croisement des températures dans le rebouilleur.

14.1.2. Rebouilleurs a faisceau immergé, type Kettle

En plus de sa fonction de vaporisation, le rebouilleur de type Kettle, présenté figure 47, assure la séparation des deux phases : Il est conçu avec un déversoir dont la hauteur

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

correspond environ au diamètre du faisceau afin que celui-ci soit constamment submergé. La calandre est d'un diamètre nettement supérieur à celui du faisceau afin de ménager au-dessus du liquide une zone de désengagement de la vapeur et éviter les entraînements de liquide. L'excédent de liquide (non vaporisé) est extrait par régulation de niveau.

Le faisceau est construit d'une manière classique avec deux plaques tubulaires lorsque le fluide chauffant est un fluide pétrolier. Lorsque l'on utilise de la vapeur d'eau l'on fait souvent l'économie de la plaque tubulaire mobile en employant des tubes en U.

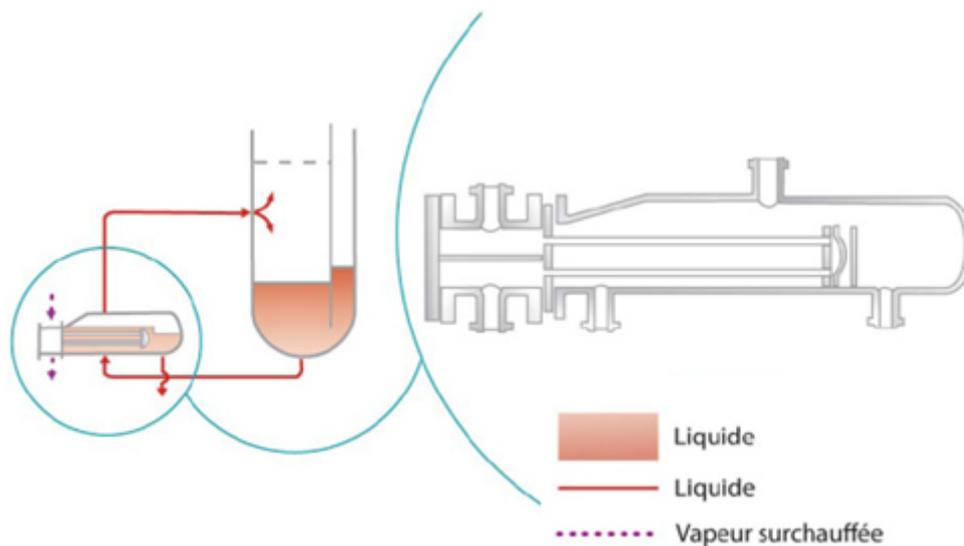


Figure 47 : Rebouilleur Kettle

Avantages	Inconvénients
Capables de vaporiser 100% de l'alimentation liquide	S'encrassent rapidement (temps de séjour du liquide élevé en zone de chauffage)
Caractérisés par une maintenance relativement aisée car le faisceau tubulaire est démontable.	Coût élevé de construction de l'échangeur
Internes de la colonne très simple	Coût élevé de support
Tuyauteries simples	Retient les solides
Surface d'échange illimitée	Surface au sol importante
Possibilité d'utiliser des faisceaux tubes en U, moins chers	

Tableau 1 : Avantages et inconvénients des rebouilleurs Kettle

14.1.3. Thermosiphon vertical

C'est le montage, présenté figure 48, le plus courant pour les colonnes à distiller. Il est composé d'un échangeur conventionnel installé verticalement et généralement directement bridé sur la colonne.

L'énergie nécessaire à la circulation du liquide est fournie par la différence de densité entre la jambe d'alimentation qui contient que du liquide et le mélange gaz liquide dans les tubes de l'échangeur. Le liquide se vaporise à l'intérieur des tubes grâce au fluide de chauffage placé coté calandre et la circulation est assurée par effet de thermosiphon.

Avantages	Inconvénients
Permet de vaporiser des fluides encrassant ou polymérisant. Les vitesses de circulation élevées à l'intérieur tendent à auto-nettoyer.	Nécessite une hauteur de liquide dans la colonne fixe ou avec des faibles variations.
Relativement économique Compact	Taux de vaporisation limitée (< 0,3 à 0,35) Débit de circulation déterminé par l'ensemble hydraulique

Tableau 2 : Avantages et inconvénients des thermosiphons verticaux

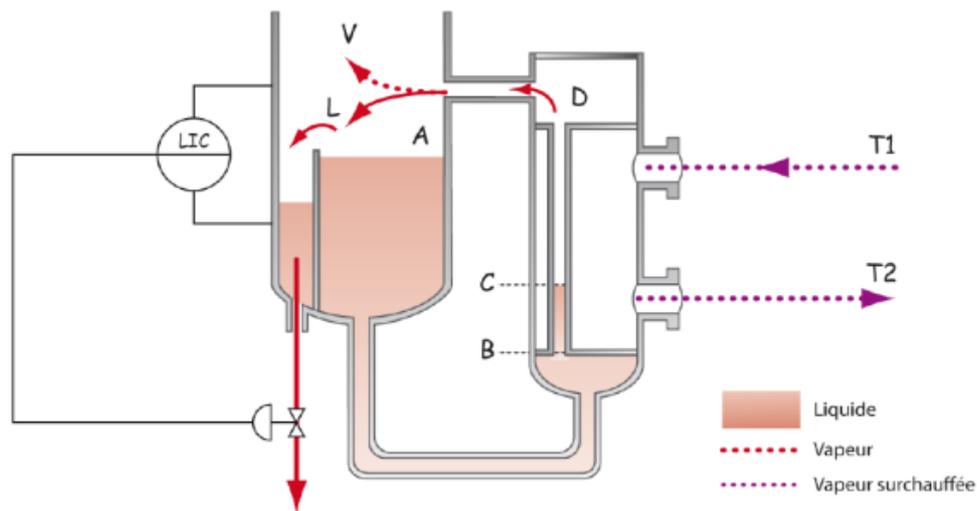


Figure 48 : Rebouilleur vertical à circulation naturelle

14.1.4. Thermosiphon horizontal

La vaporisation est alors effectuée à l'extérieur des tubes par le fluide de chauffage circulant dans les tubes. La circulation est toujours assurée par effet de thermosiphon.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Avantages	Inconvénients
Permet d'obtenir des taux de vaporisation en général supérieurs au taux de vaporisation des rebouilleurs verticaux	Peu encrassant, la vaporisation se fait à l'extérieur des tubes
Surface d'échange illimitée	Tuyauteries plus coûteuses que pour un thermosiphon vertical
Dimensionnement du point de vue hydraulique moins rigide.	Exige plus de place en implantation
	Coût du support

Tableau 3 : Avantages et inconvénients des thermosiphons horizontaux

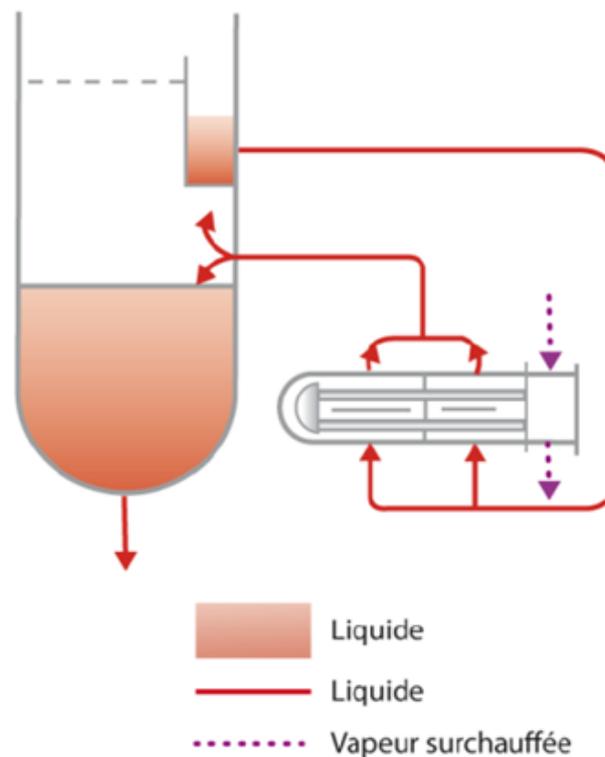


Figure 49 : Rebouilleur horizontal à circulation naturelle

14.1.5. Bouilleur interne de colonne

Ce type d'installation fonctionne tout comme un rebouilleur Kettle, par circulation naturelle. Le faisceau tubulaire est directement inséré dans la colonne, et il n'y a pas de calandre et de tuyauterie de liaison. C'est le fût de la colonne qui joue ce rôle. Le faisceau est supporté par une bride située sur le fût de la colonne.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Avantages	Inconvénients
Pas de calandre, c'est la colonne qui joue le rôle de calandre	Longueur du faisceau limitée (fonction du diamètre de la colonne) d'où surface d'échange limitée
Pas de tuyauterie sur le procédé	Bride sur la colonne coûteuse
Pas de chicane dans la colonne	Tubes plus courts donc faisceau de plus grand diamètre

Tableau 4 : Avantages et inconvénients des bouilleurs internes de colonne

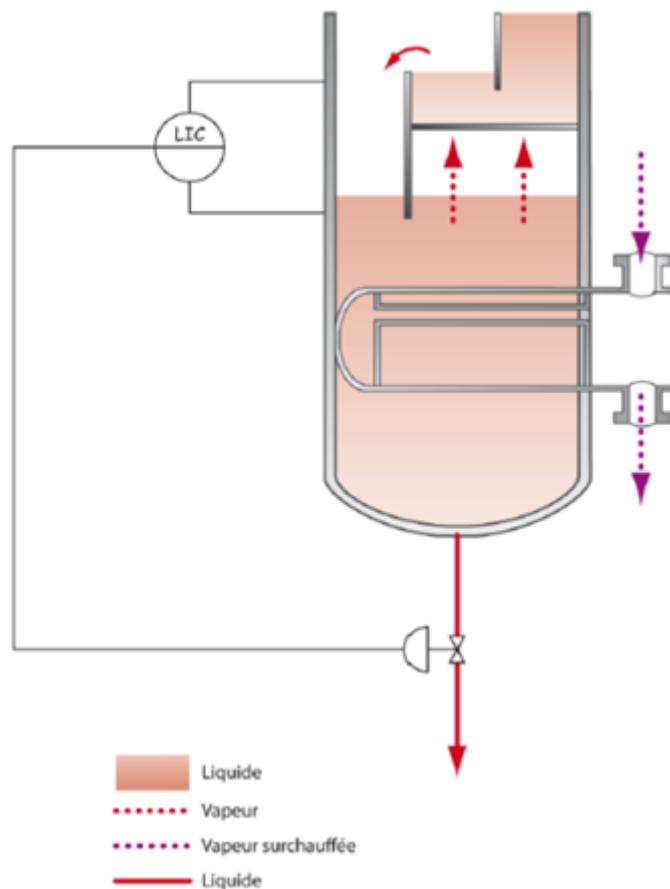


Figure 50 : Rebouilleur interne de colonne

Conclusion : Les débits de recirculation (ou taux de rebouillage) dans les échangeurs thermosiphon sont ainsi relativement importants. On peut exprimer cette recirculation par le rapport $R = \text{liquide recirculé} / \text{vapeur produite}$ soit :

$$R = (1 - X_v) / X_v$$

Avec X_v la fraction massique de vapeur à la sortie du thermosiphon.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Cette valeur est en générale supérieure à 3, et peut atteindre des valeurs de 20 pour des thermosiphons opérant sous vide. Les rebouilleurs noyés à circulation naturelle sont aussi dimensionnés de façon à obtenir de très faibles pertes de charge dans la calandre. On supprime ainsi les chicanes et il est d'usage de respecter certaines proportions entre le diamètre D de la calandre et la longueur L des tubes :

Diamètre de la calandre D	Longueur effective des tubes L
12 " à 17" 1/4	8 pieds
19" 1/4 à 29 "	12 pieds
> 31"	16 pieds

14.2. Bouilleurs a circulation forcée

Le rebouilleur est ici alimenté par le liquide accumulé dans le fond de colonne et recirculé de façon forcée à l'aide d'une pompe. Il est alors possible d'obtenir des taux de rebouillage très variables en réglant le débit de la pompe. Ce type d'installation est rencontré principalement pour des cas spéciaux de fluides à rebouillir très encrassant ou très visqueux.

14.2.1. Bouilleurs a circulation forcée : C'est le type de rebouilleur présenté figure 51 ci-après.

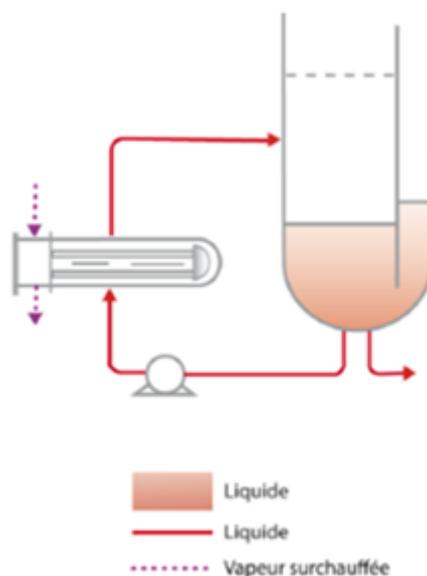


Figure 51 : Rebouilleurs noyés à circulation forcée

Avantages	Inconvénients
Opération du rebouilleur insensible au changement des conditions procédé. Contrôle du débit de circulation	Coût élevé des solutions circulations forcées comparé au coût des solutions circulations naturelles.
Grande stabilité même avec des flux thermiques élevés.	Fiabilité moindre du à l'installation de pompe centrifuge.
Permet des variations du niveau en fond de colonne.	
Pour des encrassements sévères on supprime la vaporisation dans l'échangeur et la vaporisation s'effectue par flash derrière la vanne de détente ou l'orifice de restriction situé en aval de l'échangeur. La grande vitesse liquide peut permettre de ne pas encrasser les tubes.	Nécessite une bonne élévation de la colonne par rapport à la pompe pour assurer le NPSH.
Utilisation d'un échangeur classique	

14.2.2. Bouilleur a film tombant

Ce type d'installation est présenté figure 52. C'est une variante du rebouilleur à circulation forcée. L'utilisation du rebouilleur à circulation forcée à film tombant est réservée des cas spéciaux de fluides à rebouillir très encrassant ou thermosensibles. Il permet de très bon coefficient d'échange mais nécessite d'être acheté à des fournisseurs spécialisés pour ce type d'équipement. L'échangeur est placé verticalement avec un système spécifique d'alimentation dans la tête. Cette alimentation permet de répartir le liquide sur tous les tubes uniformément et de former un film sur la paroi de ces tubes.

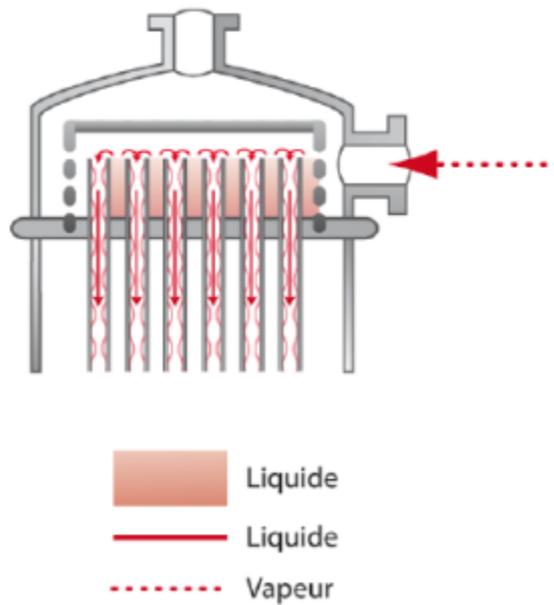


Figure 52 : Rebouilleurs à film tombant

Avantages	Inconvénients
Opération du rebouilleur insensible au changement des conditions procédé. Contrôle du débit de circulation	Cout élevé des solutions circulation forcées comparé au cout des solutions circulation naturelle
Utilisation pour des encrassements sévères.	Utilisation d'un échangeur spécial (distribution du fluide dans la tete)
Très bon coefficient d'échange	
Temps de séjour à température très faible	
Limite les risques de dégradation thermique des fluides thermosensibles	

Les évaporateurs

L'objectif de l'évaporation est de concentrer une solution constituée d'un soluté non volatile et d'un solvant volatile. La solution à vaporiser circule à l'intérieur des tubes, et dans la majorité des cas l'évaporateur est à tubes verticaux, le solvant est de l'eau, et sa vaporisation partielle conduit à la formation d'une liqueur plus ou moins épaisse.

15.1. Généralités

La plupart des évaporateurs industriels sont constitués de faisceaux de tubes à l'intérieur desquels circule la solution à évaporer. La circulation de cette solution à l'intérieur des tubes peut être assurée par une pompe, ou simplement induite par l'ébullition.

On distingue donc, parmi les évaporateurs tubulaires :

- les évaporateurs à circulation forcée,
- les évaporateurs à longs tubes verticaux (à grimpage, à film tombant),
- les évaporateurs à courts tubes verticaux,

Il existe cependant d'autres types d'évaporateurs (à film agité ou à double enveloppe) dédiés en général à l'évaporation des solutions très visqueuses.

Ces installations peuvent fonctionner en simple passe, ou bien en recirculation.

- En simple passe, la solution à évaporer ne passe qu'une seule fois dans l'appareil, et l'évaporation a lieu en une seule étape. Ceci limite bien évidemment le taux de vaporisation, et l'on réserve d'ordinaire ce mode de fonctionnement aux produits sensibles à la chaleur (court temps de séjour).

- Dans les évaporateurs à recirculation (ou recyclage), une quantité de liquide est maintenue dans l'installation, alors que l'alimentation (de la solution diluée) et le prélèvement (de la solution concentrée) ont lieu en continu. Ce mode de fonctionnement n'est pas très adapté aux produits sensibles à la chaleur, mais il est possible d'abaisser le point d'évaporation de la solution en jouant sur la pression.

Enfin, les évaporateurs sont fréquemment utilisés en série ou en parallèle (on parle d'évaporation multiple effet) de façon à ce que la vapeur générée dans une unité soit utilisée dans la suivante.

15.2. Les évaporateurs à circulation forcée

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Dans les évaporateurs à circulation naturelle, le liquide entre dans les tubes à une vitesse de l'ordre de 0.3 à 1 m.s^{-1} . Cette vitesse augmente au fur et à mesure que la vapeur se forme, si bien que les coefficients de transfert de chaleur restent élevés.

Avec des fluides visqueux, les coefficients de transfert en circulation naturelle restent cependant faibles, et l'on force alors la circulation du liquide dans l'installation, à des vitesses de 2 à 5.5 m.s^{-1} , avec une pompe centrifuge dans l'exemple de la figure 53-b.

Sur ce schéma, l'évaporateur est à tubes horizontaux, et à double passe. D'autres installations existent avec des échangeurs verticaux ou à une seule passe, comme le montre la figure 53-a.

La pression dans les tubes est maintenue suffisante pour y empêcher l'ébullition : le liquide est alors surchauffé, et lorsque la pression statique est réduite en sortie d'échangeur, la solution se sépare (Flash LV) en un mélange liquide-vapeur. Après impact sur le déflecteur, le liquide retourne vers l'entrée de la pompe, ou il est mélangé avec l'alimentation, alors que la vapeur est évacuée.

Les évaporateurs à circulation forcée sont principalement utilisés avec des fluides visqueux, où le gain en transfert de chaleur par rapport à la circulation naturelle compense largement les coûts d'investissement et de fonctionnement liés à la pompe.

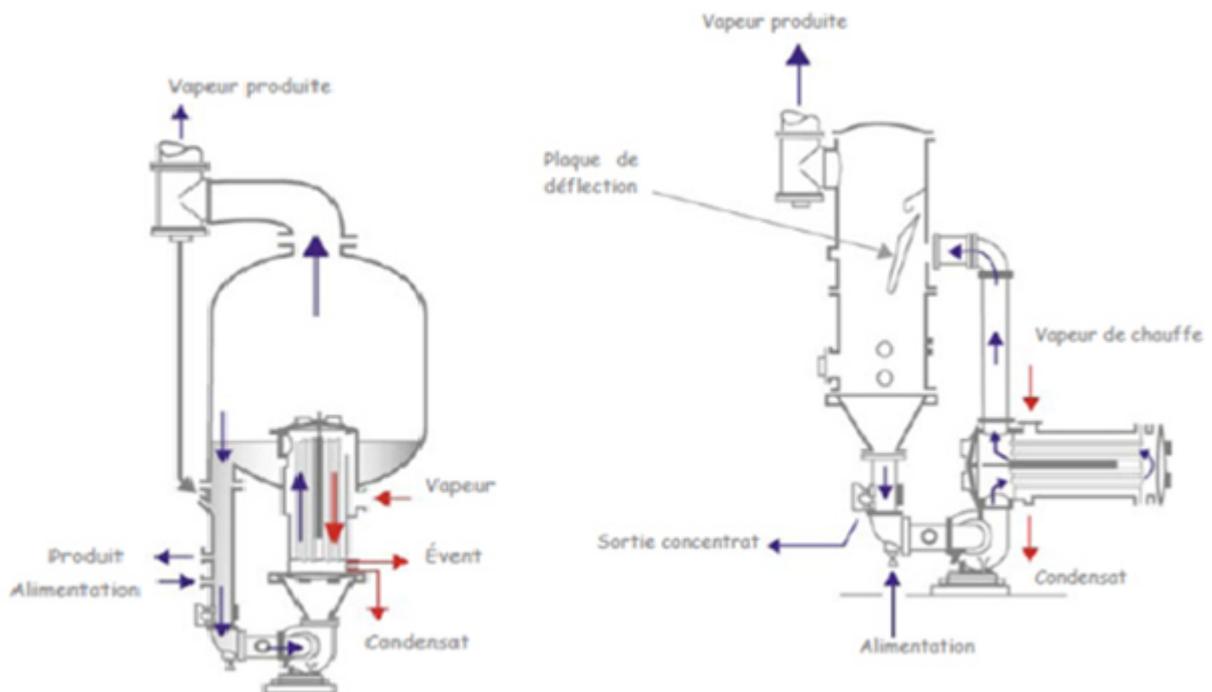


Figure 53 : Evaporateurs à circulation forcée

15.3. Les évaporateurs a long tubes verticaux

15.3.1. Les évaporateurs a grimpage (ou a flux vers le haut)

Ces évaporateurs (figure 54) sont constitués (1) d'un échangeur tubulaire, avec la vapeur dans la calandre et la solution à concentrer dans les tubes, (2) d'un séparateur, pour enlever le liquide entraîné de la vapeur, et selon le mode d'utilisation, (3) d'une cane de recirculation, du séparateur vers le bas de l'échangeur.

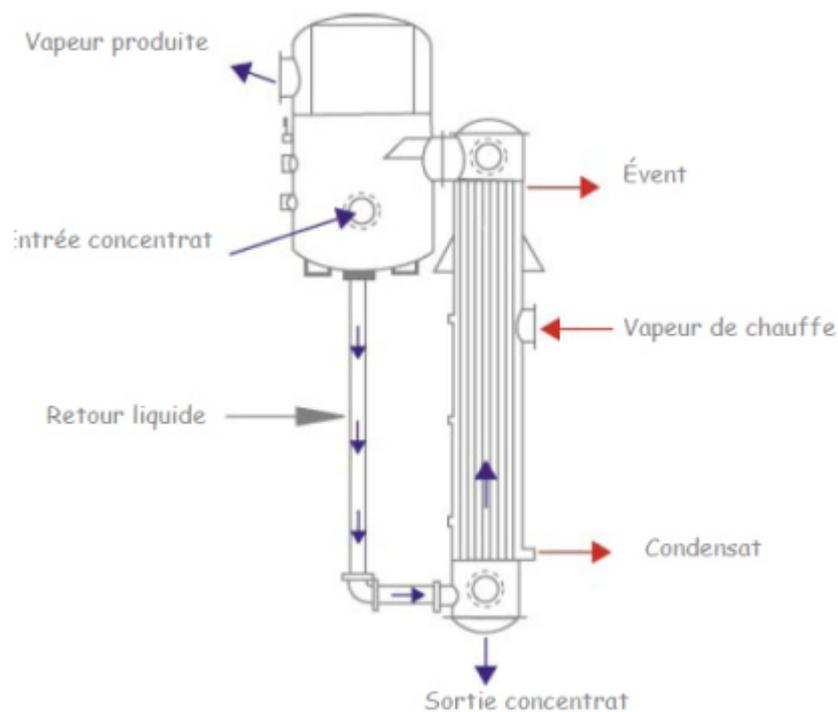


Figure 54 : Evaporateur à grimpage

Les tubes font généralement de 25 à 50 mm de diamètre et 3 à 10 mètres de haut. La circulation de la solution à évaporer se fait naturellement, du bas vers le haut. Cette conception favorise la montée du liquide dans les tubes sous l'effet de la poussée des bulles de vapeur. La charge hydrostatique dans les tubes est faible, ce qui permet une ébullition dès le bas des tubes, d'où un coefficient global d'échange thermique élevé. Le recyclage n'est pas toujours nécessaire, sauf pour éliminer tout risque de dépôt encrassant.

Le débit par unité de périmètre adopté pour assurer un bon mouillage des tubes est de l'ordre de $0.6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$.

Les évaporateurs à grimpage sont particulièrement utilisés pour concentrer les liquides moussant, la mousse étant cassée entre l'échangeur tubulaire et le séparateur.

15.3.2. Évaporateurs a film tombant

Le liquide pénètre dans les tubes par le haut et ruisselle sur la paroi intérieure jusqu'au bas. La vapeur produite circule, dans la plupart des cas, à co-courant avec le liquide pour

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

des questions d'équilibre des phases et d'entraînement (voir figure 55). Les tubes sont plus larges que pour l'évaporateur à grimpage et font de 50 à 250 mm de diamètre.

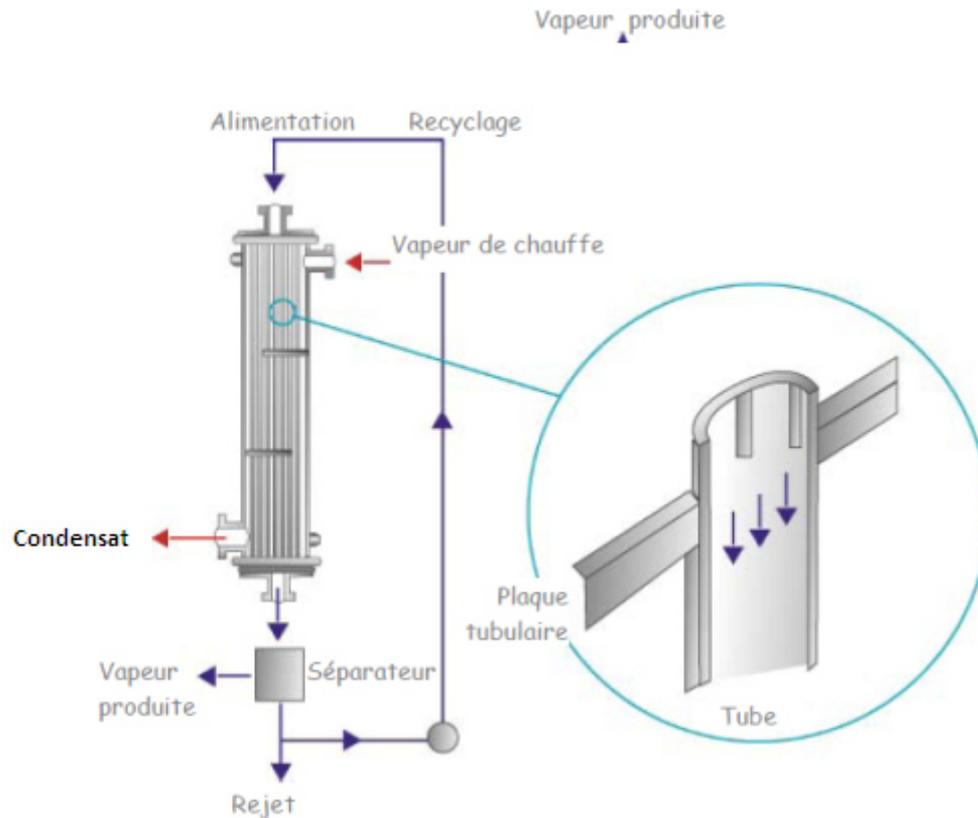


Figure 55 : Evaporateur à film tombant

Un bon mouillage des tubes est nécessaire pour assurer un bon fonctionnement. Le débit pour y parvenir est plus important que celui du grimpage ($1 \text{ à } 3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$, soit des nombres de Reynolds de film $4 \text{ Gv}/\mu$ plus grands que 2000).

La récupération du liquide sur la plaque tubulaire puis sur la périphérie interne du tube est primordiale pour obtenir ce bon mouillage jusqu'en bas et les tubes doivent être parfaitement verticaux pour éviter la rupture du film.

La vapeur produite circule à contre courant du liquide et il faut veiller à ne pas atteindre la vitesse d'engorgement. Le débit d'évaporation sera donc choisi de façon à limiter l'entraînement des gouttelettes.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Les évaporateurs à film tombant sans recirculation et à court temps de séjour sont particulièrement utilisés pour concentrer des produits sensibles à la chaleur (comme le jus d'orange). Ils sont aussi bien adaptés au traitement des fluides visqueux.

15.4. Évaporateur a courts tubes verticaux

Il s'agit des plus anciens évaporateurs encore en service et ils sont principalement dédiés à la concentration du jus de canne à sucre.

Les tubes font généralement de 2 à 3 pouces de diamètre pour des longueurs de 4 à 6 pieds et la circulation du liquide à évaporer se fait ici autour des tubes. La circulation est assurée par l'ébullition dans les tubes et le débit de circulation est largement supérieur au débit d'alimentation. Ceci est assuré par l'utilisation d'un tube de guidage (tube cylindrique) assurant le passage du fluide à évaporer du haut des tubes vers le bas

La circulation et le transfert de chaleur dépendent grandement du niveau de liquide dans l'installation. Les meilleurs coefficients de transfert sont obtenus lorsque le niveau de liquide (indiqué par une sonde externe) est d'une fois et demie la longueur des tubes.

Les avantages des évaporateurs à courts tubes verticaux sont leurs coefficients de transfert de chaleur élevés, leur faible perte de charge, leur mise en œuvre aisée ainsi que leur faible coût de fonctionnement. Ils sont toutefois limités par leurs volumes élevés, leurs hautes rétentions liquides et leurs faibles transferts pour les fluides visqueux. Ils sont bien adaptés pour l'évaporation de liquides clairs, peu corrosifs.

15.5. Les Évaporateurs a film agité

La principale résistance au transfert de chaleur dans les évaporateurs se situe au niveau du film liquide. Une façon de réduire cette résistance, notamment avec les fluides visqueux, est d'agiter mécaniquement le film, comme dans le schéma ci-après.

Il s'agit en fait d'un évaporateur à film tombant, avec un seul tube et à l'intérieur duquel un agitateur a été ajouté. La vapeur circule dans un espace annulaire, à l'extérieur du tube. L'alimentation se fait au-dessus de la partie maintenue en température, et le liquide

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

est étalé en fines couches turbulentes sur les parois internes du tube par les pales verticales de l'agitateur.

Le concentrât s'écoule en bas de l'installation alors qu'une partie non calorifugée (de diamètre parfois plus élevé) permet la séparation liquide vapeur en tête de l'installation.

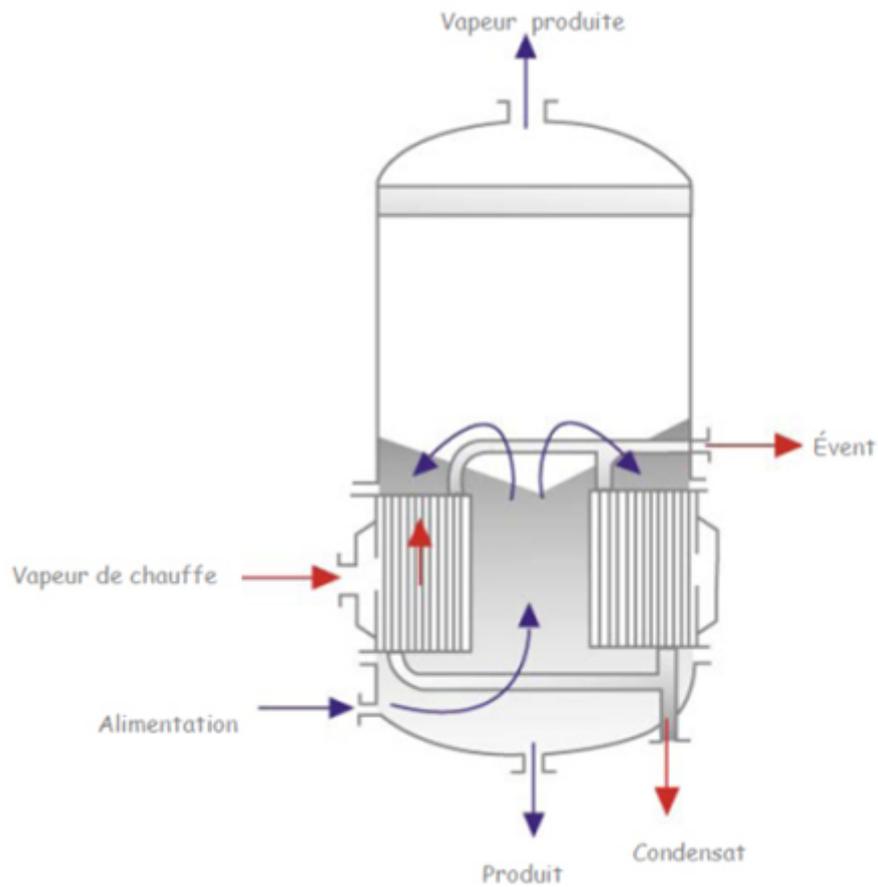


Figure 56 : Evaporateur à courts tubes verticaux

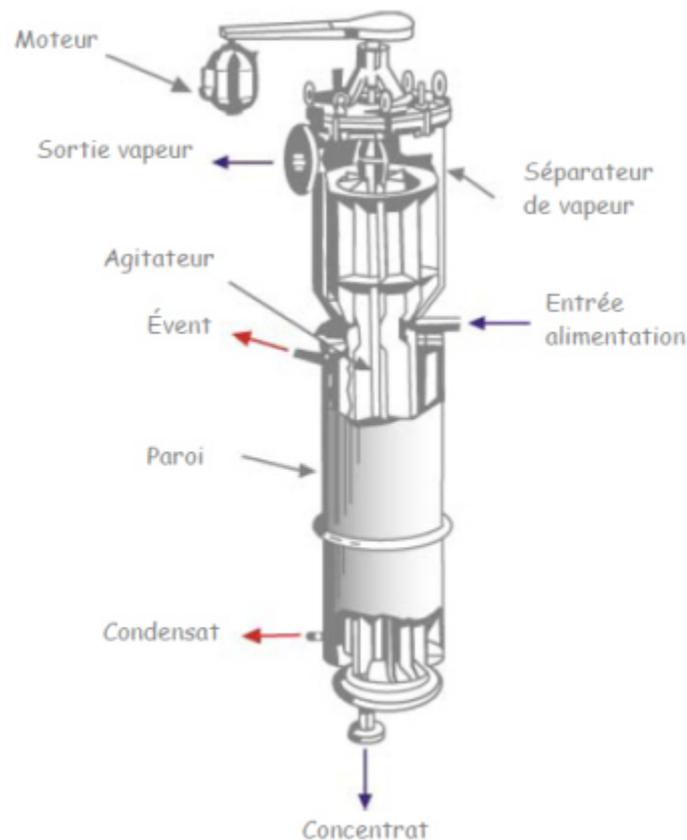


Figure 57 : Evaporateur à film agité

Le principal avantage de l'évaporateur à film agité est sa capacité à maintenir des coefficients de transfert de chaleur élevés (largement plus que dans les évaporateurs à circulation forcée), même pour des fluides très visqueux (jusqu'à 100 Pa.s). Les évaporateurs à film agité sont utilisés pour les fluides visqueux sensibles à la chaleur comme la gélatine, certains antibiotiques ou les jus de fruits. Leurs désavantages, outre leur coût élevé, concernent leurs parties internes mobiles, qui nécessitent une maintenance accrue, et sa faible capacité de traitement comparé aux évaporateurs multitubulaires.

Nous détaillons ensuite dans les parties suivantes le principe et le dimensionnement des appareils d'ébullition, en commençant par les rebouilleurs.

16. Dimensionnement des rebouilleurs

Lorsque l'apport de chaleur se fait par une surface chaude immergée au sein d'un grand volume, le liquide entier est à sa température d'ébullition, sous la pression considérée. Des bulles de vapeur se forment au contact de l'élément chauffant, traversent le liquide et s'échappent en surface. On parle alors d'ébullition en cuve ou en vase, et la convection est naturellement assurée par le mouvement ascendant des bulles au sein du liquide. C'est-à-dire qu'on décrit ici le fonctionnement des rebouilleurs à circulation naturelle.

16.1. Théorie : mécanisme de l'ébullition

On remarque, en traçant alors la densité de flux Φ/S en fonction de $\Delta T = T_{\text{plaque}} - T_{\text{ébullition}}$, que la densité de flux ne varie pas linéairement en fonction de ΔT (figure 58) et qu'il existe un seuil spécifique au-delà duquel la densité de flux décroît très rapidement et la caléfaction apparaît.

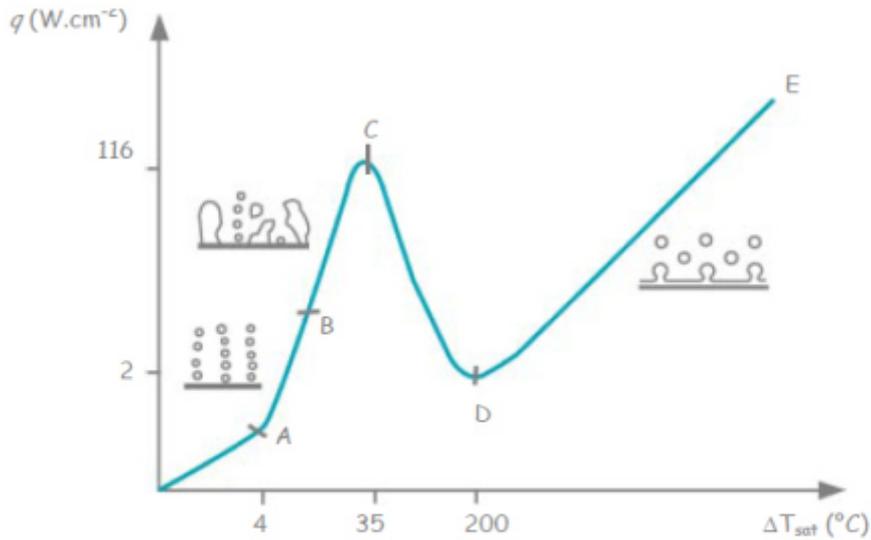
Jusqu'au point A, on se trouve en régime de convection naturelle liquide, et le milieu chauffant est baigné par le liquide. Au point A apparaissent de petites bulles de vapeur prenant naissance sur la surface chauffante et qui deviennent de plus en plus nombreuses jusqu'au point C. On est alors, entre les points A et C, en régime d'ébullition nucléée, pour lequel on a un bon transfert à une faible différence de température ΔT . Les bulles, par un effet de pompage, renouvellent en effet rapidement le film au voisinage de l'élément chauffant. Le point C correspond à ce qui est communément appelé la crise d'ébullition, ou flux thermique maximal. La densité de flux diminue ensuite rapidement avec ΔT , et le tronçon DE correspond à l'ébullition en film. L'élément chauffant est alors constamment séparé du liquide par un film de vapeur, qui limite bien évidemment le transfert.

Puisque par définition $h_{\text{eb}} = (\Phi/S) / \Delta T$, la figure 58 permet aussi de tracer les variations du coefficient de film h en fonction de la température (voir figure 59).

On remarque que le coefficient de film augmente durant l'ébullition nucléée, passe par un maximum, puis chute durant l'ébullition en film.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Il en ressort, d'un point de vue génie des procédés, que l'ébullition en film sera bien évidemment évitée au niveau industriel, et que l'on cherchera dans tous les cas à se placer en ébullition nucléée.



Ebullition de l'eau à P Atmosphérique sur une plaque horizontale chauffante

AC ébullition nucléée

CD ébullition de transition

DE ébullition en film

Figure 58 : Densité de flux selon l'écart de température. Ebullition en cuve

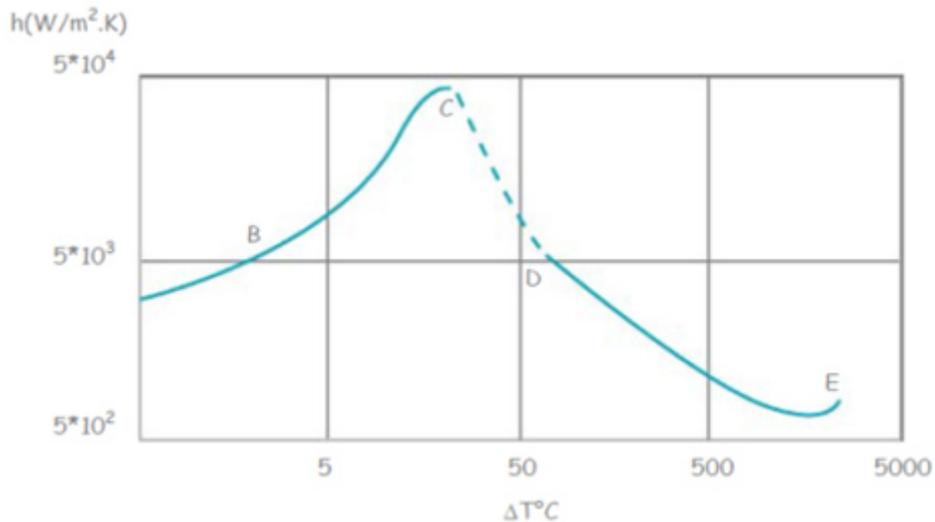


Figure 59 : Coefficient de transfert de chaleur h_{eb} en fonction de ΔT cas de l'eau sous $P=1$ Atm

16.2. Coefficient de film a l'ébullition

On se limite dans cette partie à l'expression du coefficient de film de transfert de chaleur en régime d'ébullition nucléée, puisque c'est ce phénomène qui sera recherché lors du dimensionnement ou de l'utilisation d'un rebouilleur. Des corrélations exprimant le coefficient de film dans les autres régimes d'ébullition en cuve (partie CD ou DE de la courbe de Nukiyama) sont disponibles dans les techniques de l'ingénieur ou dans le Perry's.

16.2.1. Démarrage de l'ébullition nucléée

Les bulles de vapeur n'apparaissent pas sur la paroi dès que sa température T_p atteint la température de saturation T_{sat} . Il faut en effet que la surchauffe $(T_p - T_{sat})$ de la paroi atteigne une certaine valeur liée à la tension interfaciale « σ » entre le liquide et la vapeur et au rayon r_{cav} de la cavité d'où s'échappera le chapelet de bulles. En première approximation la surchauffe nécessaire pour amorcer la nucléation sur une cavité de rayon r_{cav} est donnée par la relation :

$$(T_p - T_{sat})_{min} = (2\sigma T_{sat}) / r_{cav} \Delta_{vap} H \rho_v$$

Les ordres de grandeur des rayons des cavités actives r_{cav} sur des surfaces métalliques lisses sont les suivantes :

- 5 μm pour l'eau,
- 0,5 μm pour les fluides organiques et les fluides réfrigérants.

16.2.2. Coefficient de transfert de chaleur

La densité maximale de flux Φ/S et le coefficient de transfert de chaleur h_{eb} en régime d'ébullition nucléée (point C de la courbe de Nukiyama) peuvent être estimés à partir des corrélations de Mostinski ci-après :

$$(\Phi/S)_{max} = 0,368 P_c (P/P_c)^{0,35} (1-(P/P_c))^{0,9}$$
$$h_{eb} = 3,75 \cdot 10^{-5} P_c^{0,69} (\Phi/S)^{0,7} (1,8 \cdot (P/P_c)^{0,17} + 4 (P/P_c)^{1,2} + 10 \cdot (P/P_c)^{10})$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

P_c est la pression critique (Atm)

P est la pression (Atm)

Φ/S densité thermique (W/m^2)

h_{eb} ($Wm^{-2} K^{-1}$)

Les corrélations d'échange de chaleur en ébullition nucléée ne sont pas très précises, mais cela n'est pas très important, car les coefficients de transfert de chaleur sont souvent très grands, et limités par des résistances thermiques élevées placées en série et dont le rôle sera prédominant.

Le dimensionnement des rebouilleurs se fait alors en essayant de s'approcher des valeurs maximales de la densité de flux et du coefficient de transfert de chaleur, en jouant sur l'écart de température ΔT et/ou la géométrie de l'installation.

Les limitations (en densité de flux et en coefficient de film) imposent fréquemment de faibles différences de températures, ce qui conduit à l'utilisation de surfaces beaucoup plus grandes en circulation naturelle qu'en circulation forcée. Ce coût supplémentaire est compensé par l'économie d'une pompe et des frais d'énergie.

Si le liquide à rebouillir est un mélange, il y a un gradient de température dans la calandre, et il faut fournir de la chaleur sensible au liquide non vaporisé. Cette chaleur est fournie avec un coefficient de film h_{cn} correspondant à la convection naturelle. On sera alors amené à décomposer la surface en deux parties : S_{eb} pour l'ébullition et S_{cn} pour le transfert de chaleur sensible. En appelant Φ_{eb} et Φ_{cn} les flux respectifs de chaleur latente et sensible, on pourra définir un coefficient de transfert moyen pondéré h_p tel que :

$$S = S_{eb} + S_{cn}$$

$$\Phi / h_p = \frac{\Phi_{eb}}{h_{eb}} + \frac{\Phi_{cn}}{h_{cn}}$$
$$h_p = \frac{\Phi}{\frac{\Phi_{eb}}{h_{eb}} + \frac{\Phi_{cn}}{h_{cn}}}$$

16.2.3. Perte de charge

La perte de charge dans les rebouilleurs à niveau à circulation naturelle (kettle reboiler) est très faible, de même que la perte de charge dans la conduite reliant le rebouilleur au fond de colonne. Le niveau dans le rebouilleur est alors identique à celui du fond de colonne, car une très faible charge hydrostatique suffit pour faire circuler le liquide. C'est un rebouilleur idéal, car il permet de réaliser jusqu'à 80% de vaporisation sur le fond de tour, sans nécessiter un taux de recirculation important du liquide.

Pour les rebouilleurs noyés à circulation naturelle, la perte de charge varie en fonction du taux de recirculation.

- Dans le cas d'une seule passe, la fraction vaporisée est importante, et la faible densité de la vapeur assure le passage du fluide, comme dans le cas d'un thermosiphon.
- Par contre, dans le cas de la recirculation, l'aspect thermosiphon dû à l'apparition de la vapeur est négligeable, et la perte de charge se calcule comme pour les rebouilleurs à circulation forcée. Il faut alors souvent prévoir une surélévation de la colonne pour atteindre le taux de recirculation désiré, ce qui limite l'utilisation industrielle de tels appareils.

16.3. Cas particulier : rebouilleurs noyés a circulation forcée

16.3.1. Coefficient de film

On admet généralement que le flux de chaleur passe d'abord du tube au liquide circulant dans la calandre, puis du liquide aux bulles de vapeur, qui occupent une surface très faible sur le tube. Dans ces conditions, le coefficient de film à l'ébullition est égal à celui du transfert en phase liquide, considéré comme déterminant. On calculera donc h_{eb} comme dans le cas du transfert de chaleur liquide (cf chapitre dimensionnement des échangeurs tubes calandre).

16.3.2. Perte de charge

La perte de charge dans la calandre est inférieure à celle calculée pour un fluide monophasique, dans les mêmes conditions. Les bulles accélèrent la vitesse du mélange, mais la perte de charge due à la fraction vapeur reste faible par rapport à celle du liquide. On pourra donc calculer une valeur maximale de la perte de charge côté calandre en appliquant les relations du chapitre IIa, pour des fluides monophasiques.

16.4. Conclusion

Les relations qui lient la densité de flux, le coefficient de film à l'ébullition et l'écart de température (c'est-à-dire le fait que l'on doit se situer sur la courbe de Nukiyama) entraînent une contrainte supplémentaire dans le choix des rebouilleurs.

La méthode générale de calcul des rebouilleurs reste toutefois la même que pour les autres échangeurs de chaleur, et l'exemple qui suit devrait permettre de se familiariser avec le dimensionnement de tels appareils.

17. Dimensionnement des évaporateurs

Lorsque l'on est en circulation forcée, on maintient fréquemment une pression élevée dans l'évaporateur, si bien que le liquide y est chauffé au-delà de son point d'ébullition, et flashe après détente, dans un séparateur. Les corrélations de transfert de chaleur vers un

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

liquide (même surchauffé) ont été présentées dans les chapitres précédents et ne seront pas reprises ici.

Cette partie décrit donc le fonctionnement des évaporateurs à tubes verticaux, à circulation naturelle.

Lorsqu'un liquide est mis en ébullition à l'intérieur d'un tube en circulation naturelle, il entre en bas du tube relativement froid et s'échauffe au fur et à mesure de son écoulement vers le haut. Le déclenchement de l'ébullition, à un point donné du tube, entraîne l'apparition de bulles de vapeur, ce qui conduit à l'apparition de la convection et à une brusque augmentation de la vitesse ascensionnelle du mélange. La perte de charge résultante entraîne une diminution du point d'ébullition, ce qui maintient la vaporisation alors que la vitesse dans le tube augmente. Le mélange liquide vapeur émerge ainsi en haut du tube à très haute vitesse.

17.1. Titres et bilans thermiques

Le titre massique x de la vapeur d'un écoulement diphasique est défini par la relation :

$$X = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{vap} + \dot{m}_{liq}}$$

Avec \dot{m}_{vap} et \dot{m}_{liq} les débits massiques de vapeur et de liquide.

Dans un écoulement avec changement de phase, le titre massique x varie le long de la conduite et il est pratiquement impossible de le calculer ou de le mesurer avec une précision acceptable. C'est pour cette raison que l'on utilise une estimation x de ce titre massique calculé à l'équilibre thermodynamique.

et une enthalpie massique H_l inférieure à l'enthalpie massique H_{lsat} . Ainsi, pour un fluide qui pénètre dans un tube vertical de diamètre d , avec un débit \dot{m}

De saturation sous la pression donnée :

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

- la vapeur apparaît à la cote $z=z_{\text{sat}}$ où la température du liquide T_l devient égale à la température de saturation T_{sat} . À ce point, $x = 0$,
- dans la zone diphasique, un bilan thermique conduit à l'expression du titre massique :

$$\underline{(\Phi/S)\pi.d.z = \dot{m} (H_{\text{lsat}} - H_{l,e}) + \dot{m} \cdot \Delta_{\text{vap}} \cdot H}$$

Et l'on a : $0 < x < 1$

- le liquide disparaît entièrement à la cote $z=z_{\text{vap}}$, lorsque la quantité de chaleur fournie par les parois du tube sert à élever l'enthalpie du liquide à l'enthalpie de saturation et à vaporiser tout le liquide. Alors, $x = 1$.

17.2. Description des phénomènes observés

17.2.1. Densité de flux thermique modérée

Dans la plupart des cas un fluide pénètre dans l'installation à une température inférieure à sa température d'ébullition sous la pression considérée. Il est progressivement chauffé jusqu'à ce que la vaporisation se produise. Les figures 60 et 61 ci-après décrivent schématiquement les phénomènes observés à l'intérieur d'une conduite verticale, alors que la figure 21 décrit les variations du coefficient de transfert de chaleur à l'ébullition en fonction du titre massique x .

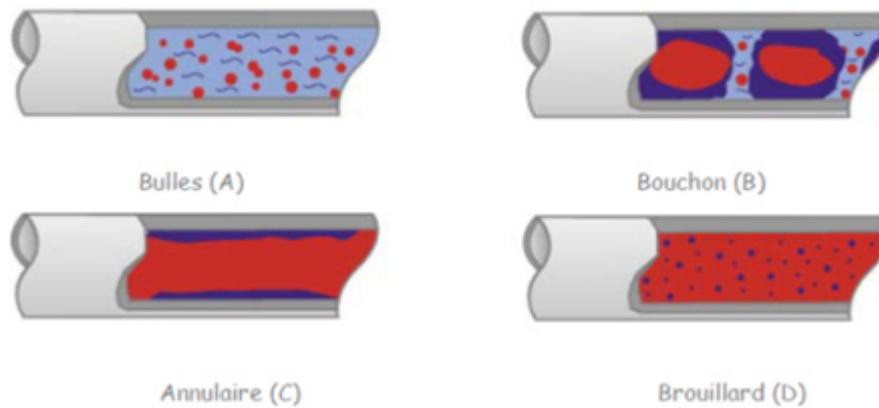


Figure 60 : Transfert de chaleur par convection durant l'ébullition à l'intérieur d'un tube vertical

1. Avant la saturation, le coefficient de transfert de chaleur est décrit par les relations classiques de transfert en phase liquide :

$$\text{Nu}=4 \dots \dots \dots \text{en régime permanent}$$

$$\text{Nu} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33} \dots \dots \dots \text{en régime turbulent}$$

2. Lorsque la température moyenne du fluide approche de la température de saturation (ce qui se passe près de l'entrée dans un évaporateur bien dimensionné) des bulles se forment contre la paroi chauffante, se détachent et migrent vers le centre du tube où la température est inférieure à la température de saturation. Ceci augmente la convection et donc le transfert de chaleur. La vapeur se condense au centre, ce qui réchauffe le liquide. C'est le régime d'ébullition dite sous-saturée (figure 60.A). Dans ces conditions, le coefficient de transfert de chaleur peut être décrit par superposition des corrélations pour la convection forcée en phase liquide (Dittus Boetler) et pour l'ébullition en cuve (Mostinski).

3. Une fois la température du fluide égale à celle de saturation, les bulles de vapeur ne se condensent plus et leur nombre de plus en plus important tend à les faire s'agglomérer, ce qui entraîne l'apparition d'un écoulement en bouchons (figure 60.B). Il ici s'agit du régime d'ébullition nucléée saturée, dans lequel des bulles continuent à se former à la paroi. Bien que la fraction massique de vapeur x reste ici inférieure à 1%, plus de la moitié du volume se présente sous forme vapeur, et les

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

bouchons entraînent des oscillations de débit dans la conduite, ce qui accroît le coefficient de transfert de chaleur comme le montre la figure 62. Le calcul du coefficient de transfert de chaleur en ébullition saturée sera abordé après.

4. La quantité de vapeur croissante et la migration des bulles vers le centre du conduit, où elles coalescent, provoque alors un écoulement annulaire (figure 60.C), qui se traduit par la présence du liquide contre les parois. Même s'il reste quelques sites actifs de nucléation de vapeur à la paroi, la principale source de vapeur est ici l'évaporation de l'interface liquide-vapeur à l'intérieur du tube. Ce régime est alors dit de convection forcée par le film liquide. Le coefficient de transfert de chaleur est ici le plus élevé (figure 62) sera décrit comme la superposition d'un mécanisme d'ébullition nucléée et d'un mécanisme de convection forcée monophasique dû au liquide.

5. Pour une fraction massique en vapeur donnée, le liquide se trouvant contre la paroi est finalement complètement vaporisé et seul subsiste du liquide sous forme de gouttelettes (figure 60 D). C'est le point d'assèchement, et l'écoulement qui suit est connu sous le nom de région déficitaire en liquide. La transition du régime annulaire vers le régime de gouttelettes (c'est-à-dire le point d'assèchement) est d'un grand intérêt, car c'est là que le coefficient de transfert diminue considérablement (figure 21). Ce phénomène est appelé crise d'ébullition, de façon analogue à l'ébullition en cuve, et sera décrit paragraphe 5.5. Le transfert de chaleur après la crise d'ébullition sera décrit par la suite.

6. Les gouttelettes disparaissent enfin pour laisser place à la vapeur sèche et à un chauffage par convection forcée en phase vapeur, avec un coefficient de transfert de chaleur moindre qu'en phase liquide.

La figure 61 ci-dessous reprend l'ensemble des régimes d'écoulement préalablement décrits, alors que la figure 62 donne les variations du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la qualité.



Type d'écoulement	Régime thermique
Vapeur sèche	Convection forcée en phase vapeur
Gouttelettes	Région déficitaire en liquide
Annulaire avec entraînement	Convection forcée par le film liquide
Annulaire	
Bouchons	Ébullition nucléée saturée
Bulles	Ébullition sous-saturée
Liquide	Convection forcée en phase liquide

Figure 61 : Evolution des régimes d'écoulement à l'intérieur d'un tube chauffant

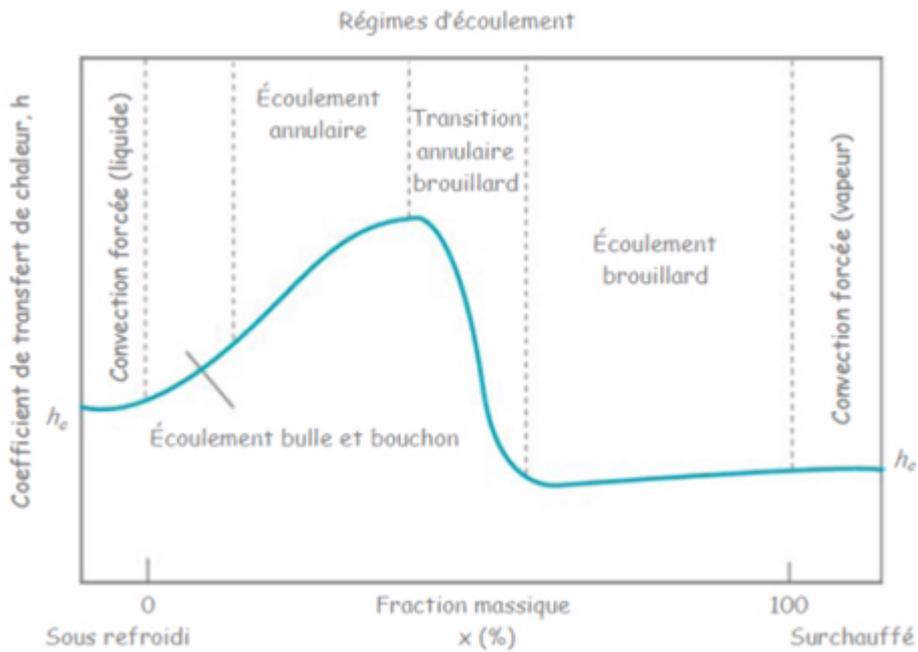


Figure 62 : Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la fraction massique x .

17.2.2. Influence de la densité des flux

Constant, l'augmentation de la densité de flux de chaleur a pour conséquence le déplacement de la courbe $h(x)$ vers la gauche, comme le montre la figure 63 ci-dessous. La description précédente correspond à une densité de flux modérée. Pour un débit d'alimentation m

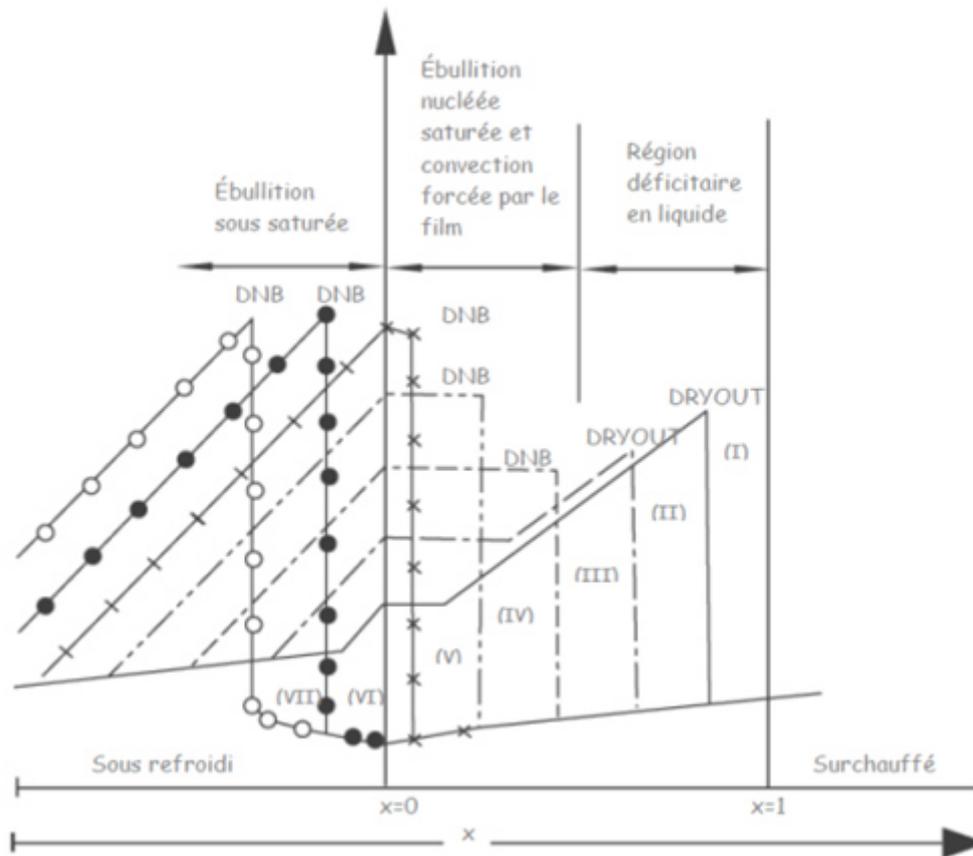


Figure 63 : Variation de transfert de chaleur avec le titre massique en fonction de la densité du flux

Les phénomènes décrits au paragraphe précédent correspondent sur la figure 63 à la courbe I. Si l'on augmente la densité de flux (courbe II) on s'aperçoit que l'ébullition sous nucléée apparaît plus tôt et que le coefficient de transfert de chaleur est plus élevé dans la zone d'ébullition nucléée saturée. Le phénomène d'assèchement se produit finalement à un titre x plus faible.

En continuant à augmenter la densité de flux (courbes III à VII) on remarque que l'ébullition sous nucléée démarre de plus en plus tôt, et que la chute du coefficient de transfert de chaleur (crise d'ébullition) peut désormais se produire durant l'ébullition nucléée saturée (courbes III, IV et V) ou même durant l'ébullition sous saturée pour les très grandes densités de flux (courbes VI et VII). Ce phénomène est similaire à ce qu'il se passe en ébullition en cuve (la vapeur produite forme un film entre la paroi chauffante et le liquide à évaporer) et est appelé (en anglais) **Departure from Nucleate Boiling, DNB**.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Ainsi, la crise d'ébullition, qui marque la chute du coefficient de transfert de chaleur, peut apparaître soit par assèchement, soit par DNB. La crise d'ébullition n'est bien évidemment pas recherchée lors du dimensionnement des évaporateurs, et le concepteur cherchera donc à limiter les densités de flux, afin que celle-ci survienne le plus tard possible.

Les paragraphes suivants décrivent un par un les différents les différents régimes de transfert thermique observés ainsi que le calcul des coefficients de transfert de chaleur correspondants.

17.3. Ébullition sous saturée

On décrit ici le calcul du coefficient de transfert de chaleur dans le régime d'écoulement à bulles, observé pour les très faibles qualités et conduisant au régime d'ébullition sous saturée.

L'ébullition sous saturée apparaît lorsque le liquide n'a pas encore atteint sa température de saturation. Le titre massique x y est donc inférieur à 0.

17.3.1. Températures limites

La limite inférieure de la température de paroi nécessaire pour obtenir l'amorçage de l'ébullition sous saturée peut être calculée par :

$$T_p - T_{sat} = \left(\frac{8\sigma \cdot (\Phi/S) \cdot T_{sat}}{\lambda_{liq} \cdot \Delta_{vap} \cdot H \cdot \rho_{vap}} \right)^{0,5} Pr_{liq}$$

Cette corrélation est valable pour tous les fluides

L'ébullition sous saturée cesse lorsque le liquide atteint sa température de saturation.

17.3.2. Coefficient de transfert

Dans la zone d'**ébullition sous saturée**, les bulles prennent naissance à la paroi, se détachent et se condensent au sein du liquide. Les échanges de chaleur se font à la fois par ébullition nucléée et par convection forcée en phase liquide.

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Le flux de chaleur est alors décomposé en deux parties, un flux d'ébullition et un flux de convection :

$$\Phi = \Phi_{eb} + \Phi_{conv}$$

Le coefficient de transfert de chaleur à l'ébullition est déterminé par la corrélation de Mostinski :

$$h_{eb} = 3,75 \cdot 10^{-5} \cdot P_c^{0,69} (\Phi/S)^{0,7} [1,8 \cdot (P/P_c)^{0,17} + 4 \cdot (P/P_c)^{1,2} + 10 \cdot (P/P_c)^{10}]$$

Et le coefficient de transfert de chaleur de convection par la corrélation de Dittus et Boetler :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33}$$

Où les propriétés physiques sont évaluées sur la phase liquide à la température T_{film} de film égale à $(T_{liq} + T_p)/2$

17.4. Ébullition nucléé saturée et convection forcée par le film liquide

En dehors de la faible zone dans laquelle le régime d'écoulement à bulles existe et dans laquelle l'**ébullition sous saturée** peut avoir lieu, le liquide se trouve à sa température de saturation. Le transfert de chaleur se fait d'abord par **ébullition nucléée saturée** (écoulement en bouchons), puis, lors de l'écoulement annulaire, par **convection forcée** monophasique à travers le **film liquide** à la paroi.

Le coefficient d'échange de chaleur h pourra ici être calculé à l'aide de la corrélation de Chen, qui fait intervenir un premier terme lié à l'ébullition nucléée saturée et un second lié à la contribution de la région annulaire :

$$h = 0.00122 \frac{\lambda_{liq}^{0.79} C_{p,liq}^{0.45} \rho_{liq}^{0.49} (T_p - T_{sat})^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} F_1}{\mu_{liq}} + 0.023 \left(\frac{d \cdot G (1-x)}{\mu_{liq}} \right)^{0.8} Pr_{liq}^{0.4} \left(\lambda_{liq}/d \right) F_2$$

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

Où : d est le diamètre de la conduite,

G la vitesse massique à l'intérieur d'un tube (= ρ*u)

L'écart de pression ΔP_{sat} peut être calculé par la relation de Clapeyron :

$$\Delta P_{sat} = \frac{\Delta_{vap} H (T_p - T_{sat})}{T_{sat} (1/\rho_{vap} - 1/\rho_{liq})}$$

Et les facteurs F1 et F2 peuvent être calculés par les équations approchées suivantes :

$$F_2 = 1 \dots \dots \dots \text{pour } 1/Y_1 \sim 0.1$$

$$F_2 = 2,35 (1/Y_1 + 0,213)^{0.736} \dots \dots \dots \text{pour } 1/Y_1 > 0.1$$

$$1/Y_1 = (x/1-x)^{0.9} \cdot (\rho_{liq}/\rho_{vap})^{0.5} \cdot (\mu_{vap}/\mu_{liq})^{0.1}$$

Et

$$F_1 = (1 + 2,53 \cdot 10^{-6} (d \cdot G(1-x) F_2^{1,52})^{1,17})^{-1}$$

17.5. Crise ébullition

Lorsque la paroi n'est plus en contact avec le liquide, le coefficient d'échange de chaleur décroît de façon significative.

Comme nous l'avons vu au paragraphe précédent, la crise d'ébullition peut apparaître soit par disparition du liquide en contact avec la paroi (assèchement) soit par arrêt de l'ébullition nucléée (DNB). Ces phénomènes correspondent tous deux à une même densité de flux critique, qui dépend principalement du titre massique x et de la sous saturation **H_{lsat}-H_{l,e}**.

La densité de flux critique correspondant à la crise d'ébullition peut être calculée par la corrélation de Bowring :

Echangeurs de chaleur- Condenseurs- Rebouilleur et évaporateurs (/Dpt.G.Mécanique)

$$(\Phi/S)_{\text{critique}} = \frac{A+B(H_{\text{sat}} - H_{l,e})}{C+L}$$

où Φ/S est la densité de flux critique en $W.m^{-2}$, $H_{\text{sat}}-H_{l,e}$ est la sous saturation en $J.kg^{-1}$ et L la longueur de la conduite en m.

Les grandeurs A, B et C sont définies par :

$$A = \frac{0.5793 \Delta_{\text{vap}} H.d.G.F_3}{1+0.0143 F_4 .d^{0.5} .G}$$

$$B=0.25 .d.G$$

$$C = \frac{0.077.F_5 .d.G}{1+0.347.F_6 .(G/1356)^n}$$

Où G est la vitesse massique ($=\rho.u$) et l'exposant n est donné par la relation :

$$n=2-0.00725 .p$$

Avec la pression P en bars.

F3, F4, F5 et F6 sont fonction de la pression et sont tabulées ci-après :

P (bar)	F ₃	F ₄	F ₅	F ₆
1	0,478	1,782	0,400	0,0004
5	0,478	1,019	0,400	0,0053
10	0,478	0,662	0,400	0,0166
15	0,478	0,514	0,400	0,0322
20	0,478	0,441	0,400	0,0521
25	0,480	0,403	0,401	0,0753
30	0,488	0,390	0,405	0,1029
35	0,519	0,406	0,422	0,1380
40	0,590	0,462	0,462	0,1885
45	0,707	0,564	0,538	0,2663
50	0,848	0,698	0,647	0,3812
60	1,043	0,934	0,890	0,7084
68,9	1,000	1,000	1,000	1,000
70	0,984	0,995	1,003	1,030
80	0,853	0,948	1,033	1,322
90	0,743	0,903	1,060	1,647
100	0,651	0,859	1,085	2,005
110	0,572	0,816	1,108	2,396
120	0,504	0,775	1,129	2,819
130	0,446	0,736	1,149	3,274
140	0,395	0,698	1,168	3,760
150	0,350	0,662	1,186	4,277
160	0,311	0,628	1,203	4,825
170	0,277	0,595	1,219	5,404
180	0,247	0,564	1,234	6,013
190	0,220	0,534	1,249	6,651
200	0,197	0,506	1,263	7,320

Table 1: Valeurs numériques de F1,F2,F3,F4 dans la corrélation de Bowring

La corrélation de Bowring est scientifiquement injustifiable, mais techniquement très utile. Elle est valable **uniquement pour de l'eau**, des diamètres de tubes entre 2 et 45 mm et des longueurs de tubes de 15 cm à 3,70 cm.

17.6. Transfert de chaleur après la crise d'ébullition

17.6.1. Écoulement dispersé

Si la crise d'ébullition apparaît par assèchement et disparition du film liquide en contact avec la paroi (cas des densités de flux de chaleur modérées), l'écoulement qui suit est un écoulement dispersé de gouttelettes dans un cœur de vapeur (région déficitaire en liquide).

Dans ce cas, le coefficient de transfert de chaleur peut être calculé par la corrélation de Groeneveld :

$$Nu_{vap} = 0.0033 \left(Re_{vap} \left(x + \rho_{vap} / \rho_{liq} (1-x) \right) \right)^{0.9} \cdot Pr_{vap} Y_2^{-1.5}$$

$$Re_{vap} = \frac{G_{vap} \cdot d}{\mu_{vap}}$$

et

$$Y_2 = 1 - 0.1 \left(\rho_{liq} / \rho_{vap} - 1 \right)^{0.4} (1-x)^{0.4}$$

Et les propriétés physiques de la vapeur sont évaluées à la température T_p de la paroi.

17.6.2. Écoulement annulaire inversé

Si la crise d'ébullition apparaît par arrêt de l'ébullition nucléée (DNB), alors l'écoulement qui suit est du type annulaire inverse et un film de vapeur isole la paroi du cœur liquide.

Le coefficient de transfert de chaleur est ici évalué par la corrélation de Bromley – Léonard :

$$H = 0.62 \left[\frac{\lambda_{vap} \rho_{vap} (\rho_{liq} - \rho_{vap}) \Delta_{vap} \cdot H \cdot g}{K \cdot \mu_{vap} (T_p - T_{sat})} \right]^{1/4}$$

Avec :

$$K = 2\pi \left(\frac{\sigma}{g (\rho_{liq} - \rho_{vap})} \right)^{1/2}$$

Dans ces relations, les propriétés physiques de la vapeur sont évaluées à la température de film $(T_p + T_{sat})/2$.

17.7. Convection forcée en phase vapeur

Enfin, le coefficient de transfert de chaleur en phase vapeur peut être évalué par la relation de Bishop :

$$\underline{Nu_{vap} = 0.0073 Re_{vap}^{0.886} Pr^{0.61} \left(1 + \frac{2.76}{L/d} \right)}$$

Où les propriétés physiques de la phase vapeur sont aussi évaluées à la température de film $(T_p + T_{sat})/2$.

17.8. Conclusion

Nous avons ainsi présenté les différents régimes d'écoulement et de transfert pouvant se produire dans les évaporateurs à tubes verticaux. Le calcul du transfert de chaleur peut ainsi être entrepris en fonction des conditions locales d'écoulement. Les difficultés sont ici liées à l'historique du transfert (crise d'ébullition qui apparaît par DNB ou assèchement) et très souvent à la difficulté d'obtention des données d'équilibre thermodynamique ou de transfert. L'exemple qui suit permet de se familiariser avec le dimensionnement des évaporateurs dans un cas relativement simple.

Sources bibliographiques

- Zhukauskas, A. A. *Heat transfer in tube banks in cross flow*. New York: Hemisphere Pub. Corp., 1988.
- Canada. Office de l'efficacité énergétique. et Canada Ressources naturelles Canada, dir. *Ventilateurs-récupérateurs de chaleur*. 2^e éd. Ottawa, Ont : Ressources naturelles Canada, 2004.
- Law, Richard, David Reay et J. E. Hessel greaves. *Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation*. Elsevier Science & Technology Books, 2016.
- « 2 Échanges de chaleur ». Dans *L'énergie de la Terre*, 26–33. EDP Sciences, 2020. <http://dx.doi.org/10.1051/978-2-7598-2146-4-004>.
- Feidt, Michel. « Chapitre 13. Transferts convectifs – Échangeurs de chaleur ». Dans *Génie énergétique*, 381–471. Dunod, 2014. <http://dx.doi.org/10.3917/dunod.feidt.2014.01.0381>.
- MARVILLET.C, MANIFICAT.A, BERRADA.N et WEBER.C (2014). E.Book TOME 1, op. cit.
- SHAH R.K. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons.
- MARVILLET.C, MANIFICAT.A, BERRADA.N et WEBER.C (2014). E.Book TOME 1, op. cit.
- BONTEMPS. A, GUARRIGUE.A, GOUBIER.C, HUETZ.J, MARVILLET.C, MERCIER.P, VIDIL.R. *Echangeurs*, op. cit.
- CHAUDOURNE.S (1987). *Les échangeurs à caloducs*. Collection « Echangeurs de chaleur », GRETh, Lavoisier TEC&DOC, Septembre.
- BRICARD.A, CHAUDOURNE.S (1997). *Caloducs. Techniques de l'ingénieur*, traité Génie énergétique, Référence b9545, Avril.
- REAY.D.A, KEW. P.A, MCGLEN.R.J (2014). *Heat Pipes – Theory, design and Applications*, 6th edition, Elsevier, ISBN: 978-0-08-098266-3.