Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir

Les échangeurs thermiques

Support de cours :

2eme année Génie Energétique

2017/2018

Mme.J.Sghaier

Sommaire

Chapitre I: Généralités sur les échangeurs

I.1. Introduction
I.2. Critères de classement des échangeurs de chaleur
I.3. Technologie générale

Chapitre II: Performances thermiques d'un échangeur

II.1. Utilisation de la méthode de DTLM
II.2. Utilisation de la méthode de NUT
II.3. Évaluation du coefficient d'échange global

Chapitre III: Dimensionnement d'un échangeur

III.1. Utilisation de la méthode de Kern (Références: Chemical Engineering Chap12)
III.2. Simulation et dimensionnement avec le Logiciel ASPEN

Chapitre I: Généralités sur les échangeurs

3

I.1. Introduction:

Quelle est l'utilité des échangeurs dans l'industrie? (Voir la vidéo)

Description d'un échangeur:

- Un échangeur de chaleur est un système permettant de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre eux (c.à.d. sans mélange).

- Les mécanismes de transfert thermique intervenant lors de cette échange ?
  conduction - convection - rayonnement

Domaines d'application des échangeurs thermiques dans l'industrie:
la pétrochimie, la chimie, l'environnement , l'agroalimentaire, la papeterie,…

4

Exemples

Figure 1: échangeur dans un radiateur d'automobile

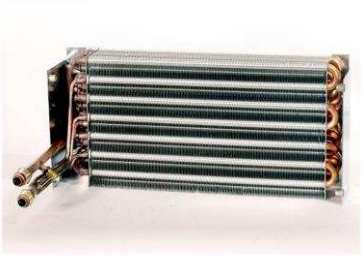


Figure 2: échangeur dans un évaporateur de climatiseur

5

I.2. Critères de classement des échangeurs

Les échangeurs existant dans l'industrie sont en général classées suivant des critères bien déterminées.

I. 2.1. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs sont les suivants :

- Echangeurs *à* tubes : coaxiaux, multitubulaires, monotubes, ...
- Echangeurs à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Echangeurs : à contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

I.2.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications mais souvent il y a un mode de transfert prédominant.

I.2.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de la chaleur, on définit un fonctionnement en tant que récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- transfert sans stockage, donc en récupérateur.
- transfert avec stockage, donc en régénérateur.

6

I. 2.4. Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut se faire avec ou sans changement de phase. Suivant le cas, on dit qu'on a un écoulement monophasique ou diphasique. Les cas sont :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- un seul fluide a un écoulement avec changement de phase (cas des évaporateurs ou des condenseurs).
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase (cas des évapo-condenseurs).

I.2.5.Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est donnée par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur: Critère important dans la conception (à étudier son effet dans la partie dimensionnement).

I. 2.6. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On distingue deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques: en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.

7

- les échangeurs à paroi non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

Remarque: A faire une recherche bibliographique sur l'effet de la nature de matériau utilisé sur l'échange thermique.

- En conclusion:

Quels sont les critères et les paramètres sur lesquels se basent le choix d'un échangeur pour une application industrielle ?

- **Travail demandé** : faire une recherche bibliographique sur les différents types d'échangeurs et leurs caractéristiques techniques.

8

I.3. Technologie des échangeurs

I. 3.1 Echangeurs tubulaires coaxiaux

Les échangeurs tubulaires sont les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange et qui sont **les plus répandus.** Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes.

On distingue deux types de fonctionnement selon que les 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire.

- Dans le premier cas, on parle de configuration en co-courant.
- Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant.

On trouve souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique (en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée).

On peut avoir trouver trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, pour une meilleure efficacité.

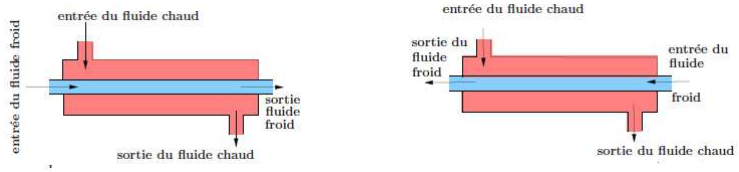
Différentes catégories existantes

- **échangeur monotube**
- **échangeur coaxial**
- **échangeur multitubulaire**

9

I.3.2. Exemples: quelques types d'échangeur

❑ **Echangeurs « double tube »**



Co-courant **Contre-courant**

Fig.3 Echangeur double tube

❑ **Les échangeurs à faisceau de tubes et calandre (Tubes et Calandre, *Shell and Tube*)**

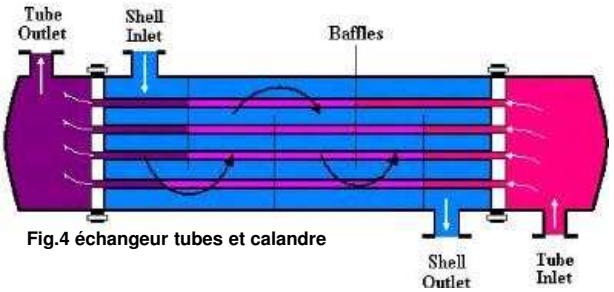
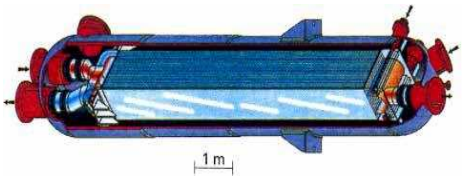


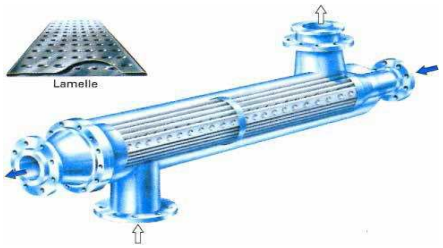
Fig.4 échangeur tubes et calandre

10

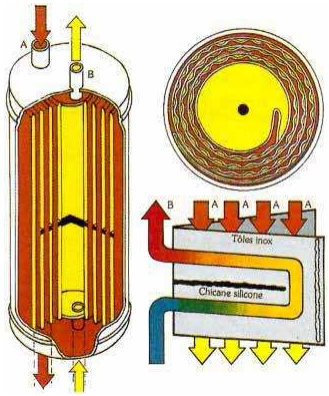
❑ Exemples d'échangeurs Tubes et Calandre commercialisés



Échangeur *Packinox (doc. Packinox)*



Échangeur lamellaire (doc. Alfa-Laval)



Échangeur à spirale (doc. Spirec)

11

Échangeurs à tubes et calandre: différents types (à voir les vidéos sur ce type d'échangeur: interpréter la différence entre les caractéristiques.

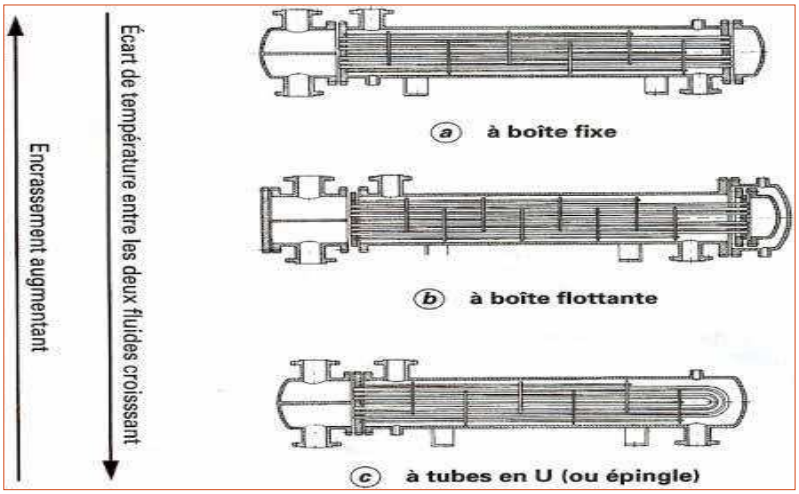


Fig. 5 échangeur tubes et calandre

12

❑ Dans ce type d'échangeurs à faisceau de tubes et calandre, chacun des fluides peut traverser une ou plusieurs fois le volume d'échange.

Le mot <<**passe**>> désigne une traversée de l'échangeur par l'un des fluides.

Si le fluide qui circule dans la calandre passe P fois dans le volume d'échange et le fluide circulant dans les tubes le traverse N fois (c.-à-d qu'il effectue N/2 allée –retour), on dit que l'échangeur est à P passe côté calandre et à N passe côté tubes (Fig6). On les nome les modèles de type P-N.

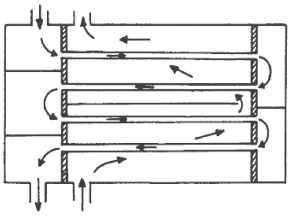


Schéma d'échangeur P-N (P =2, N=4)

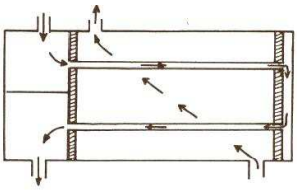


Schéma d'échangeur P-N (P=1, N=2)

Fig. 6 différent type d'échangeur (P-N)
(Tristan BERNARD (S.F.T))

De même on utilise des chicanes pour ce type d'échangeur.

Interpréter l'effet des chicanes sur les transferts ???

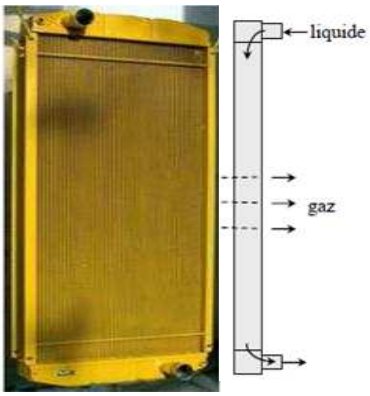
13

I.3.3 Échangeurs tubes à ailettes

Ces types d'échangeurs représentent les cas des échangeurs gaz-liquide et liquide-gaz utilisés dans la récupération thermique (fumées ou gaz chauds). On le trouve aussi dans les différents systèmes thermodynamiques tels que pompes à chaleur ou groupes de réfrigération. En génie climatique, ces échangeurs sont appelés *batteries à ailettes.*

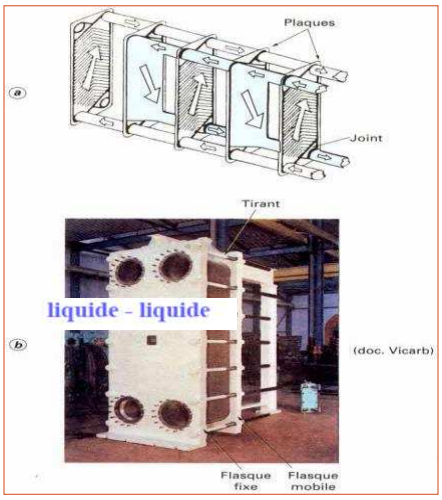
14

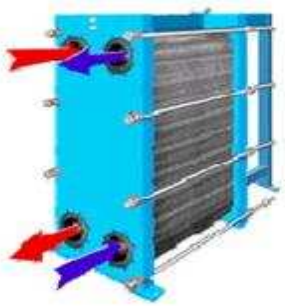
I.3.4. Les échangeurs compacts à ailettes



15

I.3.5. Échangeurs à plaques





16

I.3.6 Échangeurs avec un fluide changeant de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur.
•Si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, on parle des évaporateurs .
•Si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide, on parle des condenseurs.

Quelques exemples d'évaporateurs tubulaires tirés de la bibliographie

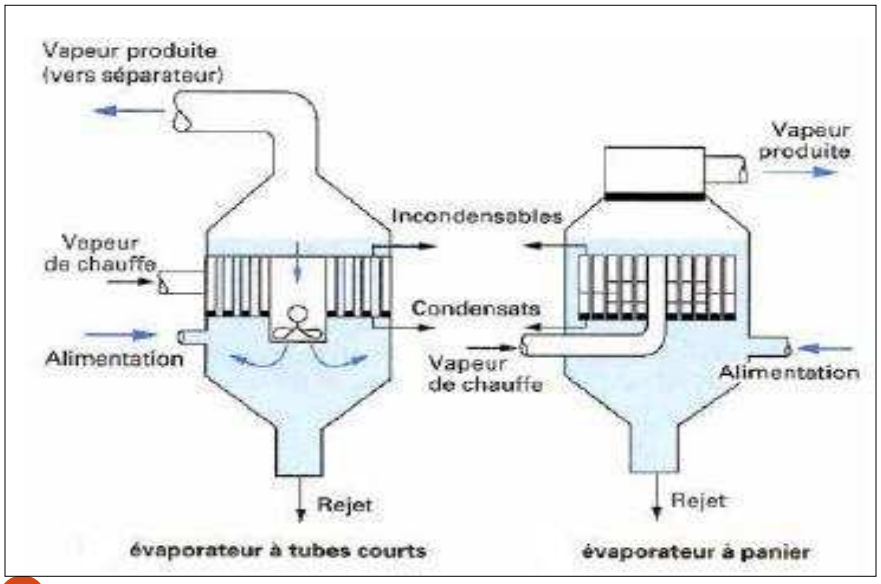
On trouve : - les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux

- Évaporateurs noyés

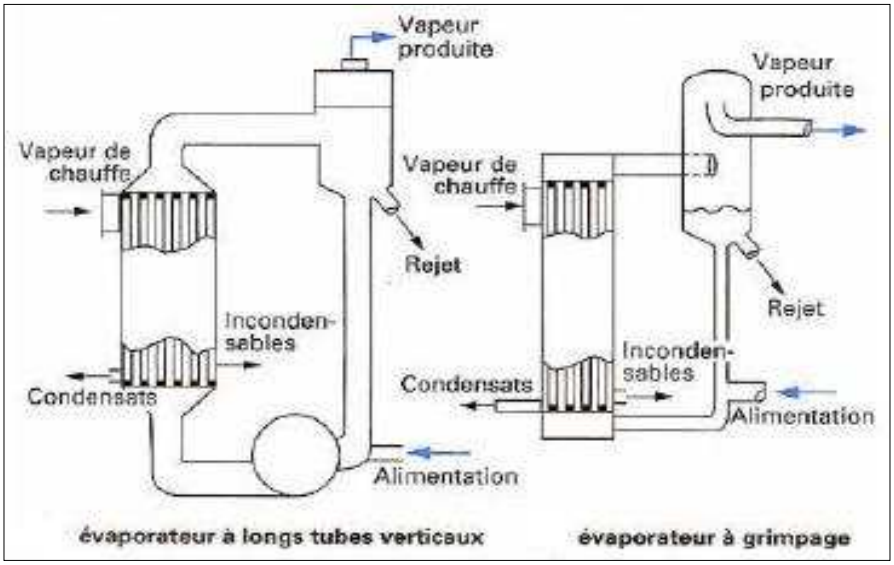
- Évaporateurs à tubes arrosés

17

❑ Évaporateurs tubulaires

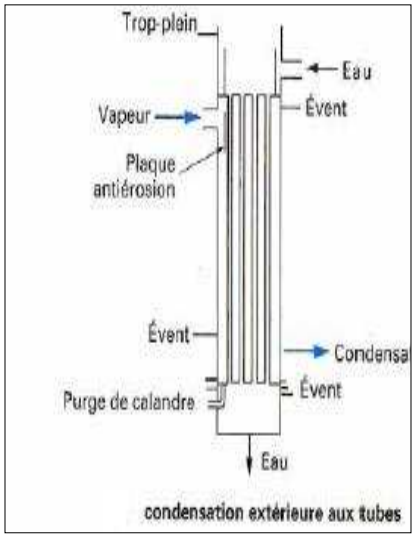


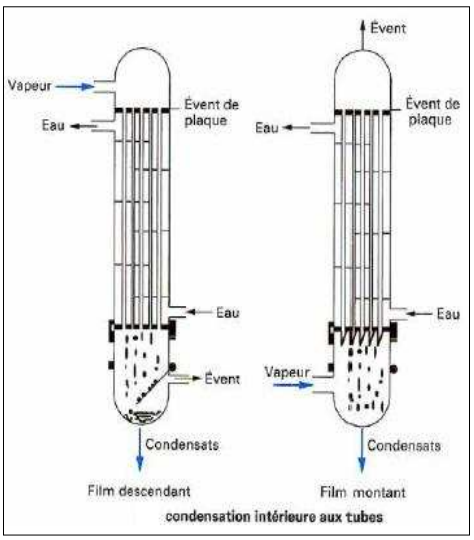
18



19

❑ Condenseurs tubulaires





20

❑ **Échangeur à caloducs**

Les échangeurs à caloducs (Fig.7) sont le plus souvent utilisés pour des échanges gaz-gaz (**récupération de chaleur des fumées industrielles**, **climatisation**), mais aussi pour des échanges gaz-liquide, liquide-liquide ou pour des générateurs de vapeur.

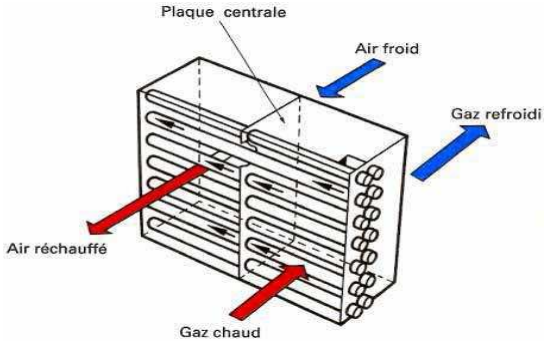


Fig. 7. schéma de principe

21

Chapitre II: Performances thermiques d'un échangeur

22

II.1. Évaluation des performances thermiques d'un échangeur

Pour l'étude d'un échangeur de chaleur, on aura besoin des connaissances de base acquises:

- Thermique
- Mécanique des fluides.
- Résistance des matériaux (RDM). Design

Dans ce qui suit, on va étudier les performances thermiques d'un échangeur avec des hypothèses bien déterminées
Du point de vue thermique, le problème est traité en régime permanent.

Deux méthodes seront utilisées:

- ❑ Différence de température logarithmique moyenne (DTLM).
- ❑ Nombre d'Unité de Transfert (NUT)

23

Position du problème

Que ce soit, un échangeur à tubes coaxiaux ou à plaques, et quelques soit la circulation de l'un des 2 fluides par rapport à l'autre, les équations qui seront mises en jeu sont similaires, seules les résistances thermiques changent.

Hypothèses

Dans les calculs qui suivent, nous retenons les hypothèses suivantes :

- Pas de pertes thermiques : la surface de séparation est la seule surface d'échange. Le flux est intégralement transmis entre les deux fluides.
- Pas de changement de phase au cours du transfert.

- ❑ Dans ce qui suit, on va s'intéresser **aux échangeurs tubulaires**

24

II.2. Utilisation de la Méthode de la différence de température logarithmique moyenne DTLM

❑ **Cas des échangeurs tubulaire à co-courant**

Les températures T_c et T_f sont les températures respectives des deux fluides chaud et froid sur l'élément de surface d'échange dS . L'expression du flux thermique élémentaire dΦ échangé entre les deux fluides à travers cet élement dS s'écrit:

$$d\Phi = U(T_c - T_f)dS \qquad (1)$$

Avec :
U(W/(m².°C)): Coefficient d'échange global.

▪ La distribution de la température des deux fluides est représentée sur la figure (8) (Faire la démonstration)

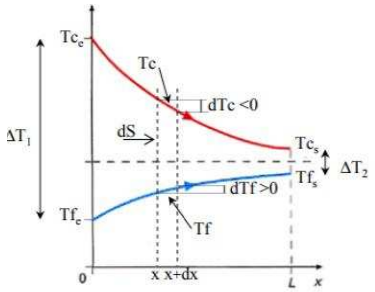


Fig.8. Evolution des températures le long de l'échangeur

25

Détermination du flux thermique échangé

En partant de l'expression de flux élémentaire dΦ échangé entre les deux fluides à travers l'élément dS et qui s'écrit :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \qquad (2)$$

Flux perdu par le fluide chaud — Flux gagné par le fluide froid

$m^{\bullet}_c$ et $m^{\bullet}_f$ *sont les débit* massiques respectifs des fluides chauds et froids, en kg/s.

Cp_c *et* Cp_f *sont* leurs chaleurs massiques à pression constante, en J/(kg.°C).

l'objectif est d'exprimer le flux total échangé entre les deux fluides en fonction du coefficient d'échange global et des températures d'entrée et de sortie de chaque fluide. On commence par exprimer dT_c et dT_f en fonction de dΦ , le calcul est le suivant:

$$dT_c = -\frac{d\phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \quad \text{et} \quad dT_f = \frac{d\phi}{\dot{m}_f C_{pf}} \qquad (3)$$

26

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}})d\phi \quad (4)$$

$$d(T_c - T_f) = -(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}})U(T_c - T_f)dS \quad (5)$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -(\frac{1}{m_c C_{pc}} + \frac{1}{m_f C_{pf}})UdS \quad (6)$$

A cette étape , l'intégration de l'équation précédente en supposant que le coefficient d'échange U est constant le long de l'échangeur, et avec les conditions aux limites ci-dessous :

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

$$\Rightarrow \quad ln\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -(\frac{1}{m^{\bullet} C_{pc}} + \frac{1}{m^{\bullet} C_{pf}})U\ S \quad (7)$$

Or, le flux total échangé est exprimé aussi en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides:

$$\phi = \dot{m}_c C_{pc}(T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf}(T_{fs} - T_{fe}) \quad (8)$$

En remplaçant dans l'équation (7), $\dot{m}c_{pc}$ et $\dot{m}c_{pf}$ en fonction de Φ, et de la différence de la température selon l'équation(8),

on obtient l'expression de flux (la puissance thermique totale):

$$\phi = U\frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}}S \quad (9)$$

27

❑ Echangeurs à contre-courant

La distribution de la température est représentée sur la figure (9)

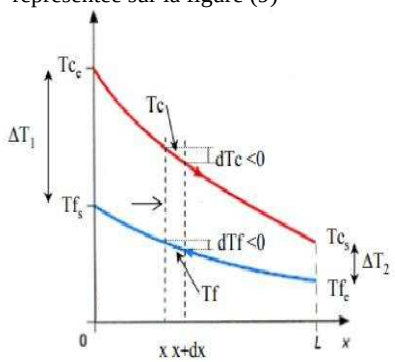


Fig. 9 distribution de température (échangeur contre courant)

L'expression du flux élémentaire est :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = -\dot{m}_f C_{pf} dT_f$$

Flux perdu par le fluide chaud

Flux gagné par le fluide froid

du fait que $dT_f < 0$. quand dS ↗

Même démarche de calcul ⟹

La puissance thermique totale échangée:

$$\phi = U\frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}}S \quad (10)$$

28

❑ Dans ce qui suit , on va utiliser **la méthode (DTLM)** qui consiste à exprimer le flux total échangé en fonction de coefficient d'échange global et de la surface d'échange et les températures en introduisant une nouvelle grandeur ΔT qui est définie par :

$$\Delta T = T_c - T_f$$

ΔT , est la différence entre le fluide chaud et le fluide froid dans une section donnée.

En choisissant les conditions aux limites suivantes :

- (x=0) entrée de l'échangeur : $\Delta T_1 = T_{c0} - T_{f0} = T_{ce} - T_{ce}$
- (x=L) sortie de l'échangeur : $\Delta T_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{cs}$

$$\phi = U \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} S = U \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \qquad (11)$$

L'expression de flux: ⇒ $\phi = US\Delta T_{LM}$ avec $\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$ (12)

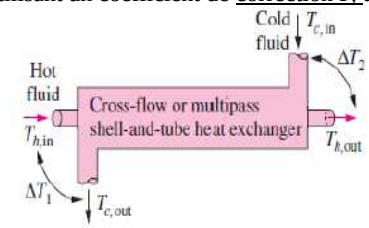
Ou, ΔT_{LM} **Est la différence de température logarithmique moyenne**

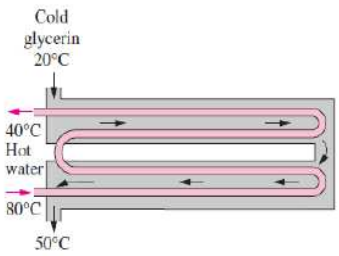
« **log mean temperature difference** »

29

Exemple d'échangeurs

Dans les cas d'une configuration plus complexe de l'échangeur, on utilise la même formulation de flux échangé mais en utilisant un coefficient de correction F, qu'on détermine à partir des abaques.

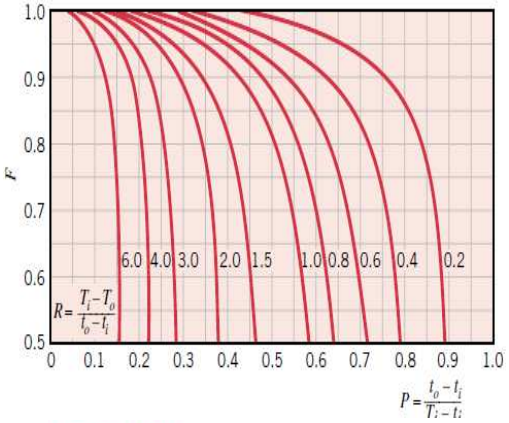




30

Pour chaque type d'échangeur tubulaire (N,P) , il y a des abaques à utiliser pour déterminer le coefficient de correction F

Exemples : (**Supplemental material chapit 11(Free. Book wiley**)



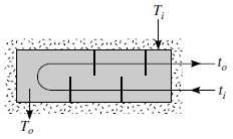
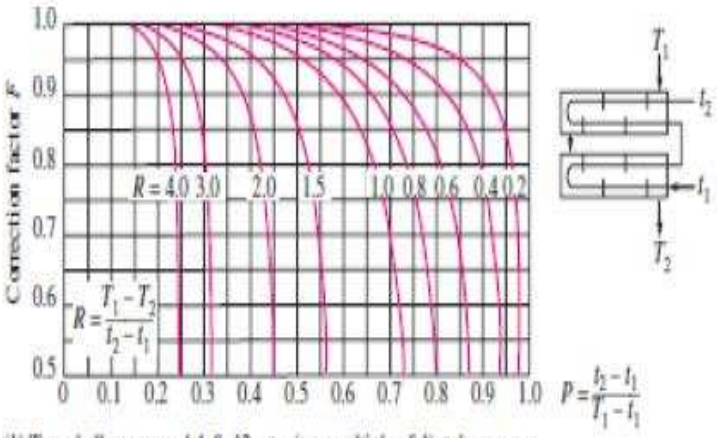


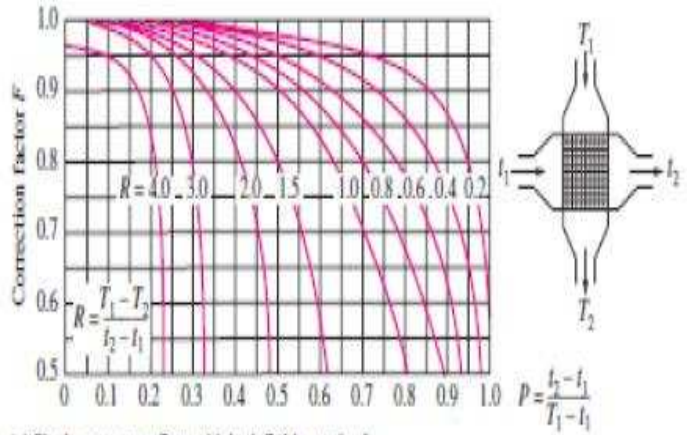
FIGURE 11S.1 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc. tube passes).

31



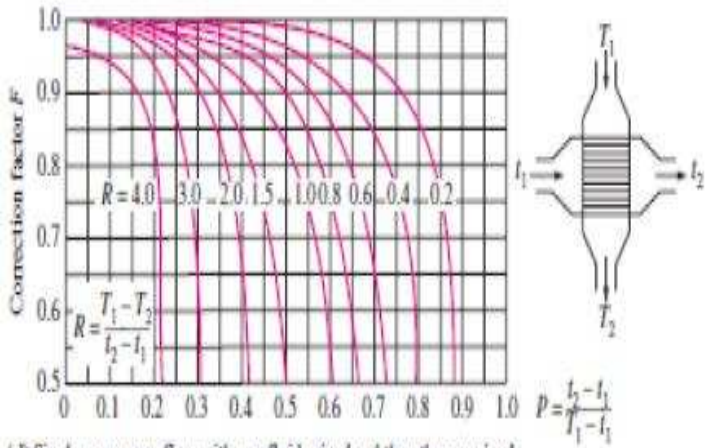
(b) Two-shell passes and 4, 8, 12, etc. (any multiple of 4), tube passes

32



(c) Single-pass cross-flow with both fluids *unmixed*

33



(d) Single-pass cross-flow with one fluid *mixed* and the other *unmixed*

34

II.3. Utilisation de la méthode de Nombre d'Unité de Transfert (NUT)

▪À partir de l'évolution de température, on constate que le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire donne (ΔT_{max}) le changement de température le plus important. C'est de lui que dépend la quantité de chaleur maximale qui pourra être échangée, et l'on dit qu'il « *commande le transfert* »..

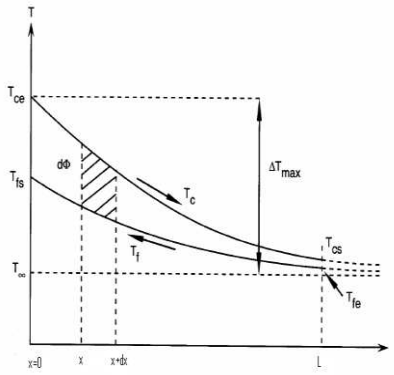
Dans le cas d'un échangeur **à Co-courant**:
l'écart maximum des températures dans l'appareil d'après la distribution de la température fig (8) est : $\Delta T_{max} = T_{ce} - T_{fe}$

Pour l'échangeur à **contre courant**, il y'a 2 cas a étudier, suivant le débit thermique de chaque fluide.

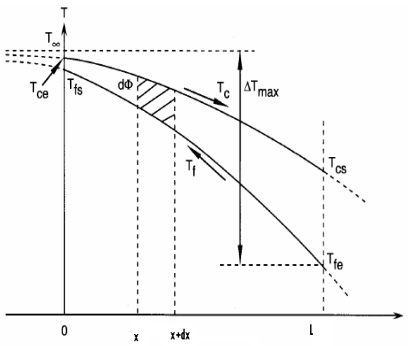
35

Dans le cas de *l'échangeur à contre-courant*

Dans les deux cas $\Delta T_{max} = T_{ce} - T_{fe}$ (À interpréter)



Un échangeur à contre-courant lorsque le fluide chaud commande le transfert



Un échangeur à contre-courant le fluide froid commande le transfert

Fig.10. différentes représentations pour un échangeur contre-courant

36

❑ Méthode de NUT

Définition:
Le nombre d'unité de transfert noté NUT, est un rapport adimensionnel défini comme suit :

$$NUT = \frac{U.S}{C_{min}} \qquad \text{ave} \quad C_{min} = (\dot{m}c_p)_{min}$$

❑ la méthode de nombre d'unité de transfert NUT permet un calcul direct de l'échangeur. Elle repose sur la notion de l'efficacité.

Question: quelle est la différence entre la méthode de NUT et DTLM?

❑ Efficacité d'un échangeur

$$\varepsilon = \frac{\phi_{reel}}{\phi_{max}} \quad (13)$$

▪L'efficacité d'un échangeur est le rapport de flux de chaleur réellement échangé au flux de chaleur maximum (idéal) théoriquement échangé dans les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit,…) dans l'échangeur.

L'objectif est de trouver une relation entre l'efficacité et le nombre de NUT

37

on introduit deux nouvelles grandeurs sans dimension

$$\varepsilon_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$ efficacité relative coté fluide chaud **(14)**

$$\varepsilon_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$ efficacité relative coté fluide froid **(15)**

Il existe une relation simple entre ε_c et ε_f. Soit C le rapport des débits thermiques unitaires, qu'on appelle aussi facteur de déséquilibre et qui est défini.:

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

l'ensemble des cas possibles qu'on peut avoir :

$C_{min}=C_c$ on obtient $\varepsilon = \varepsilon_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{1}{C}\varepsilon_f$ ⟹ $C = \frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_c} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}}$ **(16)**

$C_{min}=C_f$ on obtient $\varepsilon = \varepsilon_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{1}{C}\varepsilon_c$ ⟹ $C = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_f} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$ **(17)**

le flux thermique réel ⟹ $\Phi = \varepsilon \Phi_{max}$ **(18)**

38 En remplaçant Φ_{max} en fonction de ΔT_{max} ⟹ $\mathbf{\Phi = \varepsilon C_{min}(T_{ce} - T_{fe})}$ **(19)**

❑ Détermination de l'expression de l'efficacité en fonction de nombre de NUT

L'objectif est de calculer l'efficacité pour chaque cas d'échangeur et l'exprimer en fonction de nombre de NUT. Un développement pour un cas particulier va être effectué et le reste des relations entre l'efficacité et le NUT est donnée dans le tableau (diapositive 42-43)

Cas de l'échangeur co-courant (parallel-flow)

Pour l'échangeur co- courant, la température de sortie du fluide chaud ne peut pas atteindre celle d'entrée du fluide froid:

$$\Phi_{réel} = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe}) \quad \textbf{(20)}$$

Le flux max : $$\Phi_{\max} = C_c(T_{ce} - T_{fe}) \quad \textbf{(21)}$$

Efficacité de refroidissement : $$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \textbf{(22)}$$

39

En partant par l'expression de la distribution de la température et en introduisant l'expression de l'efficacité, on arrive à exprimer l'efficacité en fonction de nombre de NUT

$$\ln\frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = -(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_e})U$$

$$\frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \exp(-(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_e})US) \quad \textbf{(23)}$$

En utilisant l'expression de l'efficacité:

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

On obtient

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

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

$$1 - \exp(-(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c})US) = (\frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{T_{ce} - T_{fs}})\varepsilon$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c})US)}{(1 + \frac{C_c}{C_f})}$$

En remplacant le nombre de NUT par son expression ,

on obtient: $$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C)]}{1 + C} \quad \textbf{(24)}$$

40

Echangeur à contre courant (counter- flow flow)

Même démarche, pour un échangeur Co-courant.

L'expression de l'efficacité en fonction de NUT est :

$$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-\mathrm{NUT}(1-C)\right]}{1-C\,\exp\left[-\mathrm{NUT}(1-C)\right]} \qquad (25)$$

Pour les autres configurations, les corrélations donnant les expressions du nombre d'unité de transfert (NUT) en fonction de l'efficacité ou l'efficacité en fonction de NUT sont regroupées dans les tableaux suivant

41

Relations entre efficacité et NUT (NTU)

Courants parallèles et de même sens	$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-\mathrm{NUT}(1+C)\right]}{1+C}$
Courants parallèles et de sens contraires	$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-\mathrm{NUT}(1-C)\right]}{1-C\,\exp\left[-\mathrm{NUT}(1-C)\right]}$
Courants croisés : fluides non mixés (valeur approchée)	$\varepsilon = 1-\exp\left\{\frac{1}{\eta C}\left[\exp\left[-\mathrm{NUT}(\eta C)\right]-1\right]\right\}$ avec $\eta=\mathrm{NUT}^{-0,22}$
Courants croisés : fluides mixés	$\varepsilon = \mathrm{NUT}\left\{\frac{\mathrm{NUT}}{1-\exp\left[-\mathrm{NUT}\right]}+\frac{(\mathrm{NUT})(C)}{1-\exp\left[-\mathrm{NUT}(C)\right]}-1\right\}^{-1}$
Courants croisés : fluides C_{min} non mixés	$\varepsilon = \frac{1}{C}\left\{1-\exp\left[-C\left[1-\exp\left(-\mathrm{NUT}\right)\right]\right]\right\}$
Courants croisés : fluides C_{max} non mixés	$\varepsilon = 1-\exp\left\{-\frac{1}{C}\left[1-\exp\left[-\mathrm{NUT}(C)\right]\right]\right\}$
Echangeur tubulaire (coque et tubes) : 1 passe coté coque et 2 passes coté tubes	$\varepsilon = 2\left\{1+C+\frac{1+\exp\left[-\mathrm{NUT}(1+C^2)^{1/2}\right]}{1-\exp\left[-\mathrm{NUT}(1+C^2)^{1/2}\right]}\left(\left(1+C^2\right)^{1/2}\right)\right\}^{-1}$

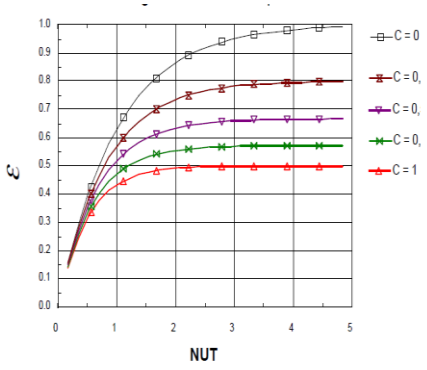
42

Relations entre NUT (NTU) et efficacité

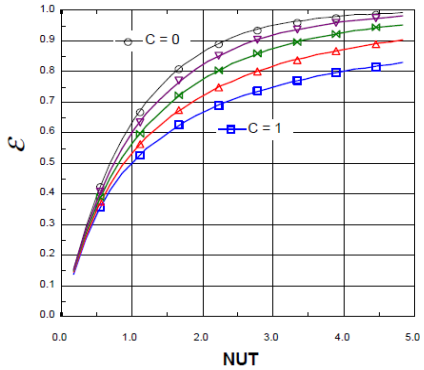
Heat exchanger Type	NTU relation
Double pipe : parallel-flow	$NTU = -\frac{\ln\left[1-\varepsilon(1+c)\right]}{1+c}$
Counter-flow	$NTU = \frac{1}{c-1}\ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon c-1}\right)$
Shell and tube : One-shell pass 2,4,…tube passes	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}}\ln\left(\frac{2/\varepsilon-1-c-\sqrt{1+c^2}}{2/\varepsilon-1-c+\sqrt{1+c^2}}\right)$
Cross-flow(single pass) Both fluids unmixed	$NTU = -\ln\left(1+\frac{\ln(1-\varepsilon c)}{c}\right)$
C_{max} mixed C_{min} unmixed C_{max} unmixed C_{min} mixed	$NTU = \frac{-\ln\left[c\ln(1-\varepsilon)+1\right]}{c}$
All heat exchangers with C=0	$NTU = -\ln(1-\varepsilon)$

43

La relation entre l'efficacité et le nombre d'unité de transfert peut être aussi présentée sous forme d'abaque (plusieurs présentations dans la bibliographie)



Efficacité (échangeur co-courant) en fonction de NUT et de C=Cmin/Cmax



Efficacité (échangeur contre courant) en fonction de NUT et de C=Cmin/Cmax

44

En conclusion:

Quelle est l'utilité de la méthode NUT dans l'étude des cas réels en ingénierie?

La réponse dépend de l'objectif. Deux cas de problèmes peuvent se présenter:

La conception:

comment sélectionner un modèle de l'échangeur tout en connaissant, les températures d'entrée des deux fluides et une seule température de sortie et en fixant les débits.

Donc ce qu'on cherche c'est **la surface d'échange** nécessaire pour atteindre la température de sortie;

La méthode consiste alors à calculer **C et ε, puis NUT(ε), d'où l'on tire la surface S** .

Les performances :

On connait le type et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée.

On veut calculer **la puissance Φ et les températures de sortie.**

D'une façon générale, si le facteur de déséquilibre (C) et l'efficacité (ε) sont connus, la donnée de deux températures d'entrée-sortie suffit à déterminer les deux autres.

45

❑ **Dans ce qui suit , on va présenter un exemple de problème réel rencontré dans l'industrie et qui peut être étudié en utilisant la méthode de NUT:**

Comment sélectionner les distributions de température les plus favorables dans un échangeur

La méthode de NUT s'adapte aux études d'optimisation. En voici un exemple significatif, qui se réfère aux écarts extrêmes de température dans l'échangeur. L'étude détaillée de ce phénomène est présentée dans la référence (13).

Notion de « pincement » **(Pierre. DAC (SFT (www .asso.fr)) :**

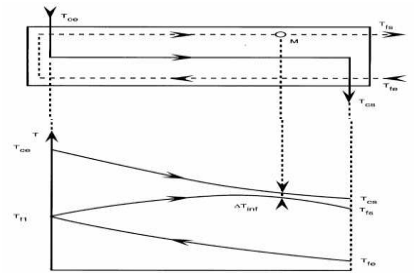


Fig.11. Notion de pincement (Pierre DAC (SFT .asso.fr))

Exemple de pincement (ΔT_{inf}) dans un échangeur à deux passes sur le fluide froid, le fluide chaud circulant en calandre. $\Delta T_{sup} = T_{ce} - T_{f1}$ ou $T_{cs} - T_{fe}$ selon les cas

46

En conclusion: Quel est le risque des croisements de températures

Comment l' échangeur, peut se trouver dans une situation où le fluide « froid » en peut réchauffer le fluide « chaud », c'est-à-dire où l'on aurait *Tf > Tc .?*

- Dans les échangeurs à une seule passe sur chaque fluide . La situation ne se présente pas. « second principe de la thermodynamique ».

- Pour les échangeurs *P-N, il* peut arriver qu'une partie de la surface d'échange

Se trouve sous la condition *Tf > Tc . C'est ce que l'on appelle* un « croisement de températures » (ou une inversion).

Conséquences sur les performances de l'échangeur?

47

La figure (12 a,b) schématise les températures dans un échangeur tubulaire 1-2 où le fluide chaud circule en calandre.

(a) Les deux entrées des fluides sont du même côté,

(b) l'entrée du fluide froid est du même côté que la sortie du fluide chaud.

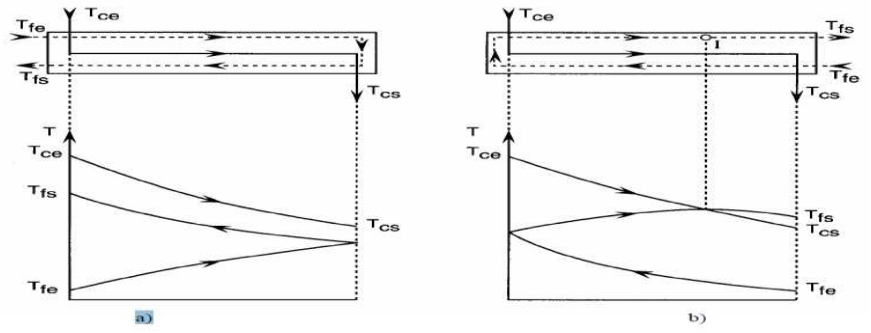


Fig. 12. illustration de croisement **Pierre DAC (SFT .asso.fr)**

Échangeur tubulaire 1-2 avec fluide chaud en calandre

a) Pas de croisement

b) Croisement des températures entre I et la sortie du fluide froid

48

Exemple

On étudie un condenseur d'une grande centrale à vapeur. On suppose que le condenseur est un échangeur de chaleur tubes et calandre avec une seule passe côté calandre et 2 passes coté tube. L'échangeur comporte 30.000 tubes chacun exécutant deux passages. Le diamètre des tubes est de D= 25 mm, on néglige l'épaisseur. La vapeur se condense sur la surface extérieure des tubes avec un coefficient de convection d'échange convectif associé (hc =11000 W / m^2K). L'eau de refroidissement circule dans les tubes avec un débit de 3 10^4 kg /s et pénètre à une température de 20°C, tandis que la vapeur se condense à 50°C. On néglige la résistance d'encrassement. La puissance récupérée de cet échangeur est de 2.10^9W.

1) Quelles sont les hypothèses à utiliser pour l'étude de l'échangeur?

2) Faire un schéma représentatif de l'échangeur, représenter l'évolution du profil de la température des deux fluides et interpréter.

3) Quelle est la température de sortie de l'eau de refroidissement.

4) Calculer l'efficacité de l'échangeur et le nombre de NUT (utiliser l'abaque ci-dessous fig 1). En déduire la longueur de tube nécessaire L par passe.

On donne :

Les propriétés de l'eau pour une température moyenne de T_f= 300K (tableau 1)

49

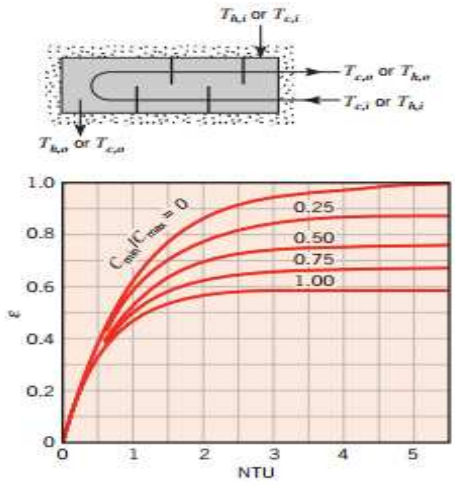


Fig (1) Effectiveness of shell-and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes(two, four, etc.. tube passes (Incorpora 2007)

50

Tableau 1: Les propriétés de l'eau pour une température moyenne de T_f= 300K

Propriétés de l'eau:	Transfert thermique convectif côté tube:
• Température d'entrée : $T_{eau,}$ = 20°C. • Chaleur massique: $C_{P,eau}$ = 4179 J/kg.K. • Conductivité thermique : λ_{eau} = 0,613 W/m.K. • Viscosité dynamique: μ_{eau} = 855. 10^{-6} Pa.s. • Masse volumique: ρ_{eau} = 997 kg/m^3. • Pr=5,83	• Corrélation de DITTUS-BOELTER pour un écoulement turbulent dans une conduite cylindrique (Re > 5000 et 0.6 < Pr < 100) : $Nu = 0.023\,Re^{0.8}\,Pr^{n}$ n = 0.3 si $T_{fluide} > T_{paroi}$ n = 0.4 si $T_{fluide} < T_{paro}$

51

II.4. Évaluation du coefficient d'échange global

Pour calculer le flux de chaleur échangé tout en connaissant la surface, il est nécessaire de calculer le coefficient d'échange global

$$\phi = US\Delta T_{LM} \quad \text{avec} \quad \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

.

Rappels cours thermique:

L'échange de chaleur entre le fluide chaud et le fluide froid a travers la surface d'échange s'effectue suivant deux modes de transfert: (figure 13):

•Convection entre le fluide chaud et la paroi .
•Conduction à travers cette paroi d'épaisseur e.
•Convection entre le fluide froid et la face interne de la paroi.

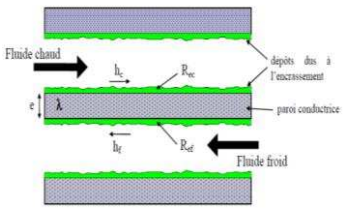


Fig.13. phénomènes de transfert
« B. Bourret INSA Toulouse »

52

❑ Refaire le calcul et retrouver l'expression de flux de chaleur transféré entre les deux fluides

$$\phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}} \quad \text{soit encore } \phi = US(T_c - T_f)$$

Déduire le coefficient d'échange global U

$$\Rightarrow \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$$

Avec hc , hf e sont respectivement le coefficient d'échange convectif pour le fluide chaud et le fluide froid

53

Dans le cas réel, les phénomènes des parois peuvent influencer sur les transferts, on doit donc tenir compte de cet effet. Pour cela, on introduit des résistances thermiques d'encrassement R_e (fig 13) dans le coefficient d'échange global. On présente quelques valeurs pour certains fluides

Fluide	R_{en} (m^2 K W^{-1})
Eau de mer (<50°C)	10^{-4}
Eau de mer (>50°C)	2.10^{-4}
Eau traitée pour chaudière	2.10^{-4}
Eau déminéralisée	9.10^{-5}
Vapeur d'eau	1 à 2.10^{-4}
Fluides frigorigènes	2.10^{-4}
Air industriel	4.10^{-4}
Fioul	9.10^{-4}
Huile lubrifiante	2.10^{-4}

Réécrire l'expression du coefficient d'échange global

54

❑La démarche de calcul pour trouver le coefficient d'échanges convectif (cours de transferts thermiques).

- On évalue le Nombre de PRANDTL de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré:
- On calcule ensuite le Nombre de REYNOLDS de chaque écoulement.
- La connaissance des Nombres de PRANDTL et de REYNOLDS permet de calculer pour un écoulement donné, le nombre de NUSSELT:

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda}$$

à partir des corrélations expérimentaes: $N_u = f(R_e, P_r)$

55

Chapitre III: Dimensionnement d'un échangeur

56

III.1. Dimensionnement d'un échangeur(méthode de Kern)

Ce chapitre est consacré à la partie Design. Plusieurs méthodes pratiques sont développées dans la bibliographie. On va s'intéresser à la méthode de KERN en se basant sur un exemple d'application réelle tirée du livre (Chemical engineering Design (chapitre 12))

Exemple

On veut dimensionner un échangeur tube et calandre destiné à refroidir un débit de 15 000 kg / h de kérosène quittant la base d'une colonne de distillation à 200 ° C et il doit être refroidi à 85 ° C et ce en utilisant comme fluide froid le pétrole brut léger avec un débit 60 000 kg / h provenant du stockage à une température de 40 ° C.
le pétrole brut est plus sale que le kérosène, alors on choisit l'écoulement du pétrole brut à travers les tubes et le kérosène dans le calandre. Le kérosène entre dans l'échangeur sous une pression de 5 bars et le pétrole brut à 6,5 bars. Une chute de pression de 0,8 bar est permise sur les deux flux. On doit tenir compte de l'encrassement en incluant un facteur d'encrassement de 0,0003 $(W / m^2 °C)^{-1}$sur le flux du pétrole brut (coté calandre) et de 0,0002 $(W / m^2 °C)^{-1}$ sur le flux de kérosène (coté tube).
Pour ce type d'échangeur, le coefficient d'échange global estimé est Ko = 300 W /m^2°C et on néglige le facteur de correction ($\mu/\mu c$)
On choisit un échangeur tube et calandre type " **split-ring floating-headexchanger**" avec un **arrangement triangulaire**..

57

1) Expliquer brièvement la méthode de Kern.
2) Quelle est l'influence de l'arrangement choisi ainsi que le rôle des chicanes (faire un schéma explicatif)
3) Calculer la température de sortie de pétrole.
4) Estimer les coefficients d'échange convectifs coté tube et coté calandre. Déduire le coefficient d'échange global. Interpréter le résultat obtenu et quelle est la solution proposée.
5)Calculer les pertes de charges coté tube et coté calandre. Discuter le résultat obtenu.

N.B toutes les caractéristiques nécessaires des deux fluides, des matériaux de construction, les dimensions de l'échangeur sont données ainsi que les abaques nécessaires au calcul

58

Materiaux	*Acier inoxydable*
Conductivité du matériau (W/m°C)	*16*
Diametre exterieur du tube d_{ext}(mm)	*19*
Diametre interieur d_{int}(mm)	*14,8*
Longueur(mm)	*5000*
Pas inter tube,Pt	*1,25 dext*
Arrangement géométrique	*Triangulaire*
Espacement chicane	*0,3 D_S*
Coupe chicane (baffle cut)	*25%*

Tableau : Données thermique et hydrodynamique concernant l'échangeur et choix de la géométrie

Propriétés de kerosene à la temperature moyenne : $T_{moyenne}$ = 143°C.

- Chaleur massique : $C_{P,}$ = 2470 J/kg.K.
- Conductivité thermique : $\lambda_{kerosene}$ = 0,132 W/m.K.
- Viscosité dynamique : $\mu_{kerosene}$ = 0,43. 10^{-3} Nsm^{-2}

  Masse volumique : $\rho_{kersone}$= 730kg/m^3

Propriétés de petrole brut à la temperature moyenne : $T_{moyenne}$ = 57°C

- Chaleur massique : $C_{P,}$ = 2050 J/kg.K.
- Conductivité thermique : $\lambda_{petrole}$ = 0,134 W/m.K.
- Viscosité dynamique : $\mu_{petrole}$ = 3,2.10^{-3} Nsm^{-2}. .
- Masse volumique : $\rho_{petrole}$= 820 kg/m^3.

59

Triangular Pitch, $p_t = 1.25d_o$

No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
$>n_1$	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Square Pitch, $p_t = 1.25d_o$

No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

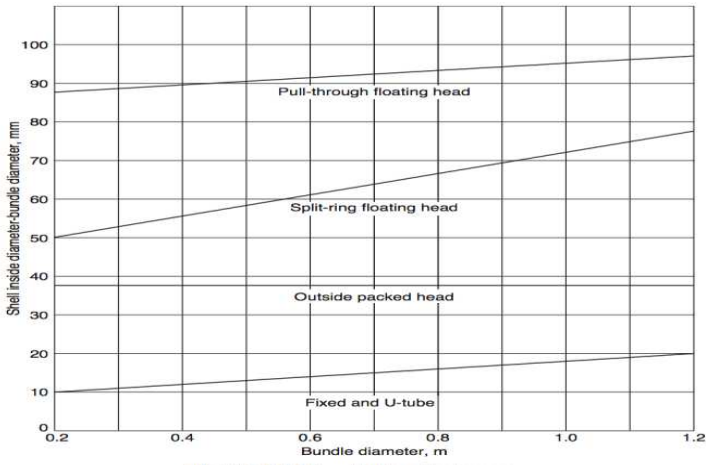


Figure 12.10. Shell-bundle clearance.

60

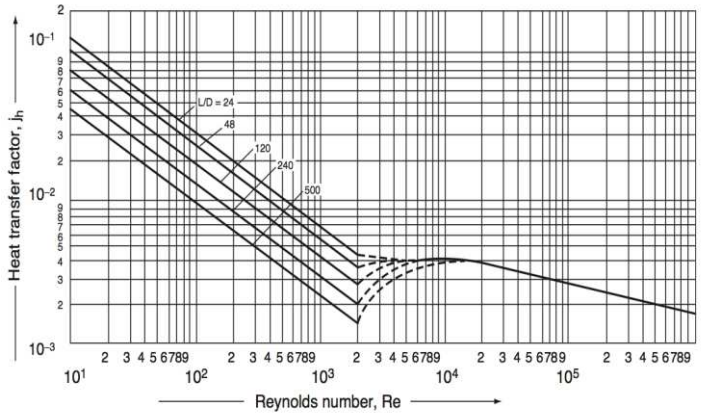


Figure 12.23. Tube-side heat transfer factor.

61

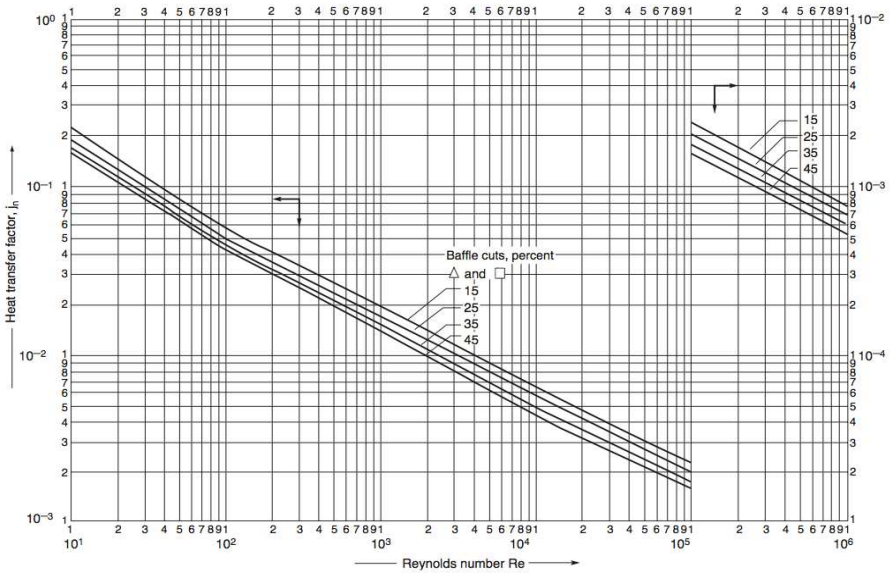


Figure 12.29. Shell-side heat transfer factors, segmental baffles.

62

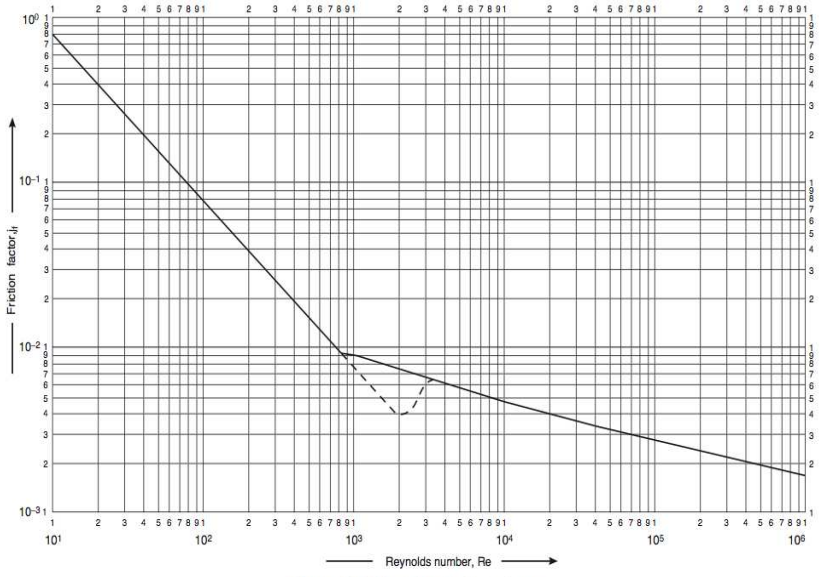


Figure 12.24. Tube-side friction factors.

63

Diamètre du faisceau du tube Ou Nt et le nombre de tubes et do est le diamètre extérieur du tube	$D_b = d_o\left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{1/n_1}$
Section de l'écoulement côté calandre : Avec Ds diamètre du calandre	$A_s = \frac{(p_t - d_o)D_s l_B}{p_t}$
Diamètre hydraulique de la calandre pour un arrangement triangulaire	$d_e = \frac{1.10}{d_o}(p_t^2 - 0.917d_o^2)$
Coefficient d'échange convectif côté tube :	$\frac{h_i d_i}{k_f} = j_h Re Pr^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$
Coefficient d'échange convectif côté calandre :	$Nu = \frac{h_s d_e}{k_f} = j_h Re Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$
Perte de charge côté tube :	$\Delta P_t = N_p\left[8j_f\left(\frac{L}{d_i}\right)\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-m} + 2.5\right]\frac{\rho u_t^2}{2}$
Perte de charge côté calandre :	$\Delta P_s = 8\, j_f\left(\frac{D_s}{d_e}\right)\left(\frac{L}{l_B}\right)\frac{\rho u_s^2}{2}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$

64

III.2. Simulation et dimensionnement avec le Logiciel ASPEN

Le choix de l'échangeur: (tubes et calandre: **Shell and tube**)

Cette partie est réalisée par les étudiants sous forme d'un travail personnel encadré (TPE) et présentée sous forme d'exposée.

65

Références bibliographiques

[1] F. **P. INCROPERA, D. P. DEWITT; Fundamentals of Heat and Mass Transfer - Wiley, N.Y. ; 2007**

[2] H.W. MAC ADDAMS: « La transmission de la chaleur - Dunod - Paris

[3] **Gavin Towler and Ray Sinnot, « Chemical Engineering Design » (2008).**

[4] A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P. MERCIER et R. VIDIL – Échangeur de chaleur – Technique de l'Ingénieur, Traité Génie Énergétique

[5] YVES JANNOT; cours « Transfert thermique « 2 eme année ; Ecole des mines de Nancy

[6] J.F. SACADURA: Initiation aux transferts thermiques - Technique et Documentation – Paris 1993

[7] MARVILLET, P. MERCIER, R. VIDIL, « Description des échangeurs », Technique de l'ingénieur [B 2 341].

[8] A.MENIDJEL, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », I.AP/ SPA. SKIKDA (2009).

[9] J. Brau, cours « Transfert de Masse et Echangeur de Chaleur », INSA de LYON (2006).

[10] L. Wang, B. Sundén, « Applied Thermal Engineering », Division of Heat Transfer, Lund Institute of Technology, Sweden 23 (2003) 295–311.

[11] E. Rouland, Université de Rouen « cours les échangeurs thermiques » 2011

[12] **Les Cahiers Alfa-Laval. Spécial thermique n°17-1987**.

[13] Pierre DAC, Méthode générale de calcul pour les échangeurs.(**SFT. Asso.fr**)

66