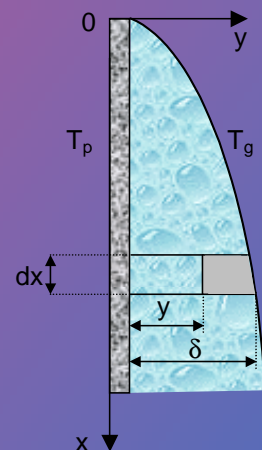
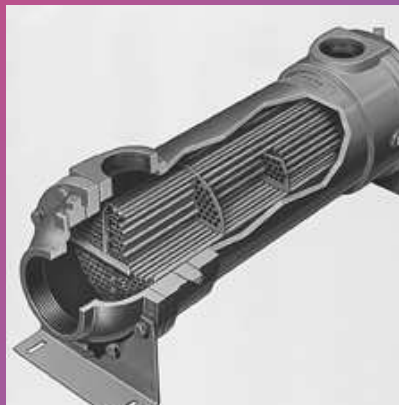
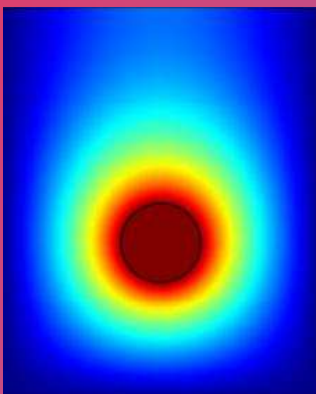


LES ECHANGEURS DE CHALEUR



Ce document est le fruit d'un long travail, il est strictement interdit :

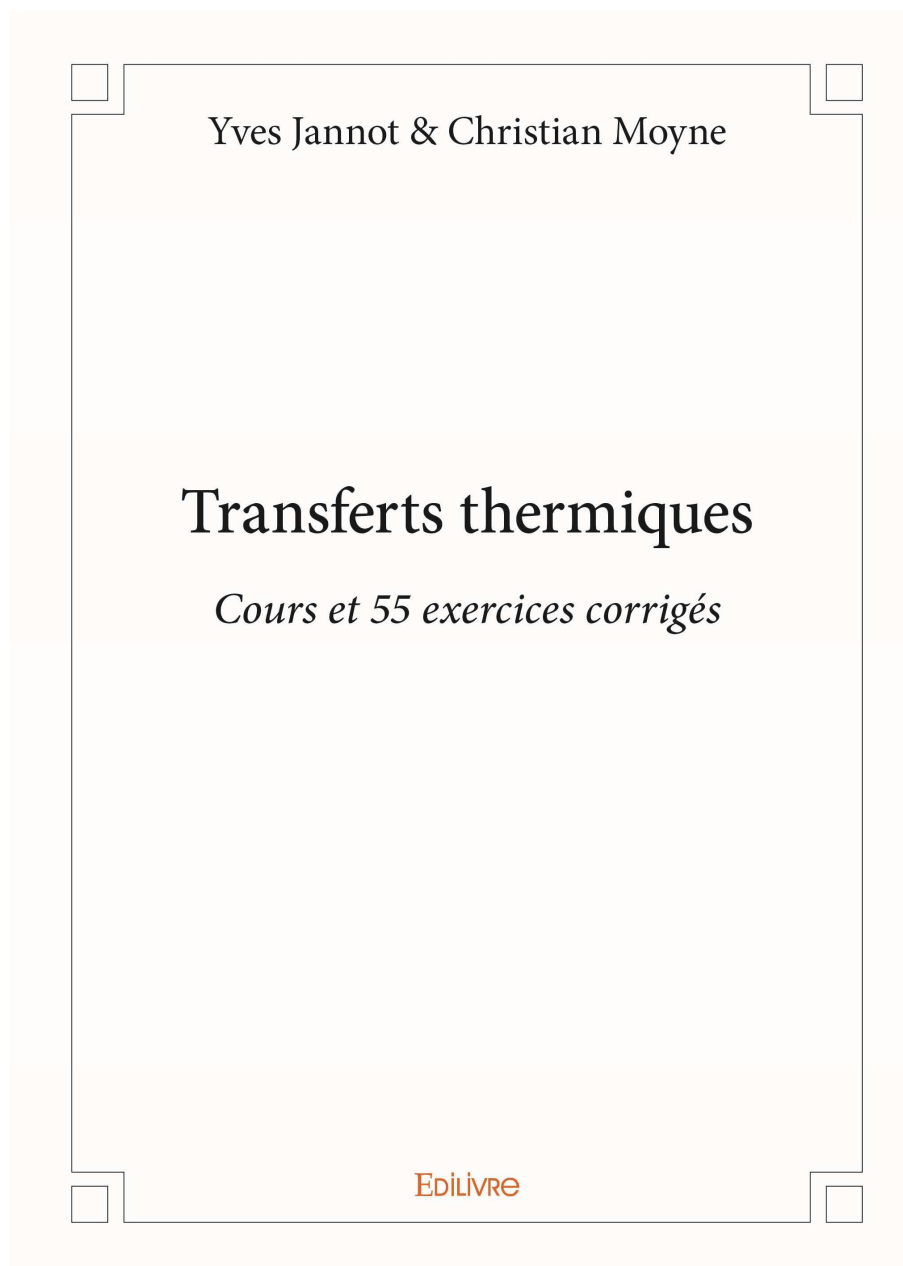
- de le publier sur un site web sans autorisation de l'auteur,
- de le plagier (c'est déjà arrivé !).

Une version plus complète de ce document est disponible sous forme de livre contenant :

- des compléments de cours,
- davantage d'annexes pratiques,
- 55 exercices et problèmes tous présentés **avec des corrigés détaillés**.

Plus de détail sur cet ouvrage sur le site d'Edilivre à l'adresse suivante :

<http://www.edilivre.com/transferts-thermiques-cours-et-55-exercices-corrige-20c28f73fc.html#.VyIS3nqHhPI>



Ce cours de transferts thermiques est destiné aux étudiants de deuxième cycle et des écoles d'ingénieurs ainsi qu'aux ingénieurs praticiens. Il présente les principaux modes de transferts thermiques : conduction, convection et rayonnement et comporte un chapitre sur les échangeurs de chaleur.

Les 55 exercices corrigés présentent des applications pratiques couvrant tous les aspects théoriques du cours. Certains exercices longs sont de véritables problèmes et montrent que ce cours permet de résoudre des problématiques concrètes dans de nombreux domaines, par exemple : thermique du bâtiment, calcul d'un capteur solaire, d'un échangeur de chaleur.

Les annexes contiennent toutes les données nécessaires à la résolution des exercices et seront une source d'information précieuse pour l'ingénieur.

Né en 1960, Yves Jannot est diplômé de l'École des Mines de Nancy et Docteur de l'Institut National Polytechnique de Lorraine. Il est ingénieur de recherches CNRS au Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMTA) de Nancy. Il a enseigné les transferts thermiques dans plusieurs écoles d'ingénieurs, dont l'École des Mines de Nancy depuis 2007.

Né en 1955, Christian Moyne est diplômé de l'École des Mines de Nancy et Docteur d'État de l'Institut National Polytechnique de Lorraine. Il est directeur de recherches CNRS au Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMTA) dont il a assuré la direction de 2000 à 2008. Il a enseigné les transferts thermiques dans plusieurs écoles d'ingénieurs, dont l'École des Mines de Nancy depuis 2007.

EDILIVRE

PRIX 52.50 €

ISBN : 978-2-332-83699-1



9 782332 836991

NOMENCLATURE	6
1 LES ECHANGEURS TUBULAIRES SIMPLES.....	7
1.1 GENERALITES. DEFINITIONS.....	7
1.1.1 Description	7
1.1.2 Hypothèses.....	7
1.1.3 Conventions	7
1.2 EXPRESSION DU FLUX ECHANGE.....	7
1.2.1 Coefficient global de transfert.....	7
1.2.2 Cas où h est constant.....	9
1.2.3 Cas où h n'est pas constant.....	12
1.3 EFFICACITE D'UN ECHANGEUR.....	12
1.3.1 Définition et calcul	12
1.3.2 Signification du rendement.....	13
1.4 NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT.....	13
1.4.1 Définition.....	13
1.4.2 Relation entre NUT et efficacité.....	14
1.5 CALCUL D'UN ECHANGEUR	14
1.5.1 Températures de sorties connues	14
1.5.2 Températures de sortie inconnues.....	15
2 LES ECHANGEURS A FAISCEAUX COMPLEXES.....	15
2.1 GENERALITES	15
2.2 ECHANGEUR 1-2	15
2.3 ECHANGEUR 2-4	16
2.4 ECHANGEUR A COURANTS CROISES.....	17
2.5 ECHANGEURS FRIGORIFIQUES	18
2.5.1 Condenseurs	18
2.5.2 Evaporateurs	18
A.6.1 : ABAQUES $NUT = F(\eta)$ POUR LES ECHANGEURS	21

NOMENCLATURE

a	Diffusivité thermique
Bi	Nombre de Biot
c	Chaleur spécifique
D	Diamètre
e	Épaisseur
E	Effusivité thermique
f	Facteur de forme de rayonnement
F	Coefficient de forme de conduction
Fo	Nombre de Fourier
g	Accélération de la pesanteur
Gr	Nombre de Grashof
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection
ΔH	Chaleur latente de changement de phase
I	Intensité énergétique
J	Radiosité
L	Longueur, Luminance
\dot{m}	Débit massique
M	Émittance
Nu	Nombre de Nusselt
NUT	Nombre d'unités de transfert
p	Variable de Laplace
p_e	Périmètre
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Quantité de chaleur
q_c	Débit calorifique
r, R	Rayon, Résistance
Rc	Résistance de contact
Re	Nombre de Reynolds
S	Surface
t	Temps
T	Température
u	Vitesse
V	Volume
x, y, z	Variables d'espace

Lettres grecques

α	Coefficient d'absorption du rayonnement
β	Coefficient de dilatation cubique
ε	Émissivité
ϕ	Densité de flux de chaleur
Φ	Transformée de Laplace du flux de chaleur
φ	Flux de chaleur
λ	Conductivité thermique, longueur d'onde
μ	Viscosité dynamique
ν	Viscosité cinématique
η	Rendement ou efficacité
Ω	Angle solide
ρ	Masse volumique, coefficient de réflexion du rayonnement
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
τ	Coefficient de transmission du rayonnement
θ	Transformée de Laplace de la température

1 Les échangeurs tubulaires simples

1.1 Généralités. Définitions

1.1.1 Description

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

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

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi que constitue le tube intérieur :

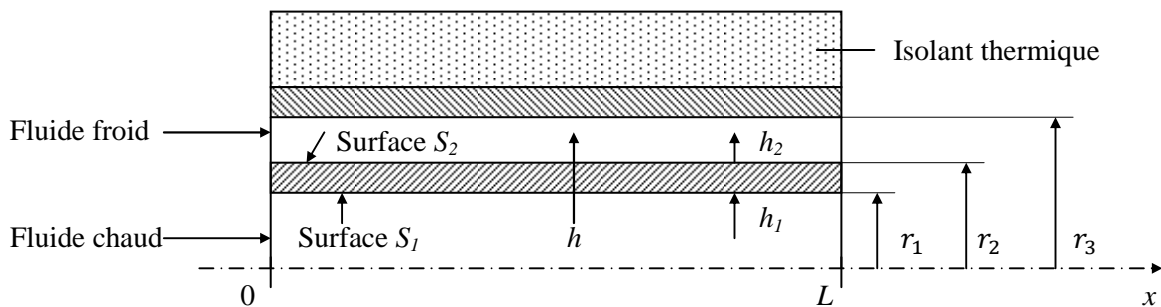


Figure 6.1 : Schéma d'un échangeur tubulaire simple

1.1.2 Hypothèses

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

- Pas de pertes thermiques : la surface de séparation est la seule surface d'échange.
- Pas de changement de phase au cours du transfert.

1.1.3 Conventions

Le fluide chaud 1 entre dans l'échangeur à la température T_{1e} et en sort à T_{1s} , le fluide froid 2 entre à T_{2e} et sort à T_{2s} .

Deux modes de fonctionnement sont réalisables :

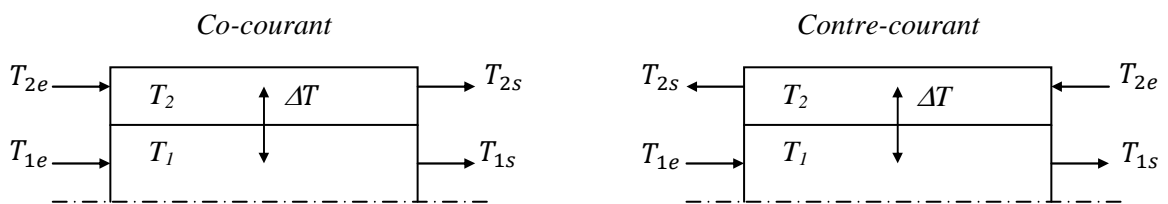


Figure 6.2 : Schématisation des fonctionnements à co-courant et à contre-courant

1.2 Expression du flux échangé

1.2.1 Coefficient global de transfert

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

$$\varphi = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2s} - T_{2e})$$

Où \dot{m}_i est le débit massique du fluide i (kg s^{-1})

Les produits $q_{c1} = \dot{m}_1 c_{p1}$ et $q_{c2} = \dot{m}_2 c_{p2}$ sont appelés les débits calorifiques des deux fluides (W K^{-1}).

Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire :

$$\varphi = q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2} (T_{2s} - T_{2e}) \quad (6.1)$$

Par ailleurs, le flux de chaleur φ transmis d'un fluide 1 à un fluide 2 à travers la paroi d'un tube cylindrique s'écrit :

$$\varphi = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi h_1 r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{2\pi h_2 r_2 L}}$$

Dans les échangeurs de chaleur, on choisit de rapporter le flux de chaleur échangé à la surface $S_2 = 2\pi r_2 L$, soit d'écrire : $\varphi = h S_2 \Delta T$. Le coefficient global de transfert h d'un échangeur de chaleur s'écrit donc :

$$h = \left(\frac{r_2}{h_1 r_1} + \frac{r_2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda} + \frac{1}{h_2} + R_{en} \right)^{-1} \quad (6.2)$$

R_{en} est une résistance thermique due à l'encrassement des surfaces d'échange dont il faut tenir compte après quelques mois de fonctionnement (entartrage, dépôts, corrosion,...). Le tableau 6.1 en donne quelques valeurs pour les fluides les plus courants.

Tableau 6.1 : Valeurs de la résistance d'encrassement pour quelques fluides.

Fluide	R_{en} ($\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$)
Eau de mer (<50°C)	10^{-4}
Eau de mer (>50°C)	$2 \cdot 10^{-4}$
Eau traitée pour chaudière	$2 \cdot 10^{-4}$
Eau déminéralisée	$9 \cdot 10^{-5}$
Vapeur d'eau	1 à $2 \cdot 10^{-4}$
Fluides frigorigènes	$2 \cdot 10^{-4}$
Air industriel	$4 \cdot 10^{-4}$
Fioul	$9 \cdot 10^{-4}$
Huile lubrifiante	$2 \cdot 10^{-4}$

On trouvera dans le tableau 6.2 les ordres de grandeur de h pour des échangeurs tubulaires en verre et métallique.

Tableau 6.2 : Ordres de grandeur du coefficient global de transfert h de divers types d'échangeurs

	Coefficient global de transfert h ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
Liquide-liquide	100-2000
Liquide-gaz	30-300
Condenseur	500-5000

1.2.2 Cas où h est constant

Fonctionnement à co-courant

Il faut d'abord établir la relation liant le flux de chaleur transmis dans l'échangeur au coefficient global de transfert h et à la surface extérieure S_2 d'échange. Cette relation est fondamentale car elle permet de dimensionner un échangeur, c'est-à-dire de calculer la surface d'échange nécessaire pour transférer un flux imposé.

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

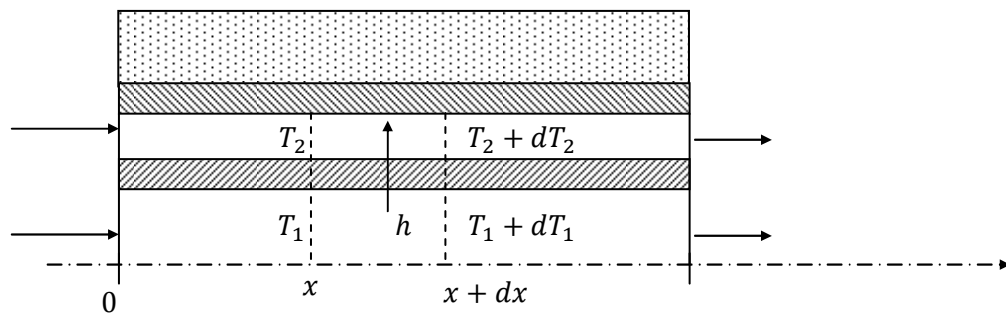


Figure 6.3 : Schéma des flux élémentaires dans un échangeur tubulaire simple

Le bilan thermique consiste à écrire que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud lors de son passage entre les plans d'abscisse x et $x + dx$ est passé intégralement à travers la paroi de séparation des deux fluides soit :

$$-q_{c1}dT_1 = hdS_2(T_1 - T_2)$$

L'équation du bilan thermique s'écrit : $\frac{dT_1}{T_1 - T_2} = -\frac{hdS_2}{q_{c1}}$

T_2 dépend de T_1 donc avant d'intégrer, il faut établir la relation liant ces deux grandeurs. Pour cela, on effectue le bilan thermique de l'échangeur entre l'entrée de l'échangeur et l'abscisse x en écrivant que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud a été intégralement récupéré par le fluide froid soit :

$$q_{c1}(T_{1e} - T_1) = q_{c2}(T_2 - T_{2e}) \quad \text{d'où} : T_2 = T_{2e} + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}(T_{1e} - T_1)$$

Nous pouvons alors écrire en intégrant sur la surface totale d'échange S_2 :

$$\int_0^{S_2} \frac{hdS_2}{q_{c1}} = \int_{T_{1e}}^{T_{1s}} \frac{dT_1}{T_1 - \frac{q_{c1}}{q_{c2}}(T_{1e} - T_1) - T_{2e}} = \int_{T_{1e}}^{T_{1s}} \frac{dT_1}{\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_1 - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right)}$$

$$\text{D'où} : -\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \left\{ \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_1 - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right) \right] \right\}_{T_{1e}}^{T_{1s}}$$

$$\text{Soit : } -\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1+\frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \left\{ \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}} \right) T_{1s} - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1e} + T_{2e} \right) \right] - \ln \left[\underbrace{\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}} \right) T_{1e} - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1e} + T_{2e} \right)}_{T_{1e} - T_{2e}} \right] \right\}$$

L'écriture du bilan thermique global entre l'entrée et la sortie de l'échangeur :

$$q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2}(T_{2s} - T_{2e})$$

$$\text{permet d'écrire : } \frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1e} + T_{2e} = \frac{q_{c1}}{q_{c2}} T_{1s} + T_{2s}$$

$$\text{En reportant dans l'équation intégrée, il vient : } -\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1+\frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \ln \left(\frac{T_{1s}-T_{2s}}{T_{1e}-T_{2e}} \right)$$

On peut également exprimer $\frac{1}{1+\frac{q_{c1}}{q_{c2}}}$ en fonction des températures des fluides :

$$\frac{1}{1+\frac{q_{c1}}{q_{c2}}} = \frac{1}{1+\frac{T_{2s}-T_{2e}}{T_{1e}-T_{1s}}} = \frac{T_{1e}-T_{1s}}{T_{1e}-T_{1s}+T_{2s}-T_{2e}}$$

$$\text{D'où la relation : } -\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{T_{1e}-T_{1s}}{T_{1e}-T_{1s}+T_{2s}-T_{2e}} \ln \left(\frac{T_{1s}-T_{2s}}{T_{1e}-T_{2e}} \right)$$

$T_{1e} - T_{2e}$ qui représente l'écart de température entre le fluide chaud et le fluide froid à l'entrée de l'échangeur peut être noté : $\Delta T_e = T_{1e} - T_{2e}$, on écrira de même à la sortie de l'échangeur : $\Delta T_s = T_{1s} - T_{2s}$.

$$\text{L'expression précédente peut alors se mettre sous la forme : } q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = hS_2 \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)}$$

Le premier membre de cette équation représente le flux de chaleur total φ transféré dans l'échangeur.

Le rapport : $\frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)}$ est la moyenne logarithmique (MLDT) de l'écart ΔT entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. Sa valeur est donc comprise entre ΔT_e et ΔT_s .

Le flux de chaleur échangé se met donc finalement sous la forme :

$$\boxed{\varphi = hS_2 \Delta T_m} \quad (6.3)$$

Avec :

$$\boxed{\Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)}} \quad (6.4)$$

La figure 6.4 présente l'allure de la distribution des températures des fluides le long de l'échangeur.

Remarques :

- En aucun cas on ne peut avoir $T_{2s} > T_{1s}$ car à partir de l'abscisse où les deux fluides seraient à la même température il n'y aurait plus d'échange de chaleur possible.
- Les deux fluides voient leurs températures se rapprocher d'une température limite T_{lim} , cette température est donnée par :

$$\boxed{T_{lim} = \frac{q_{c1}T_{1e} + q_{c2}T_{2e}}{q_{c1} + q_{c2}}} \quad (6.5)$$

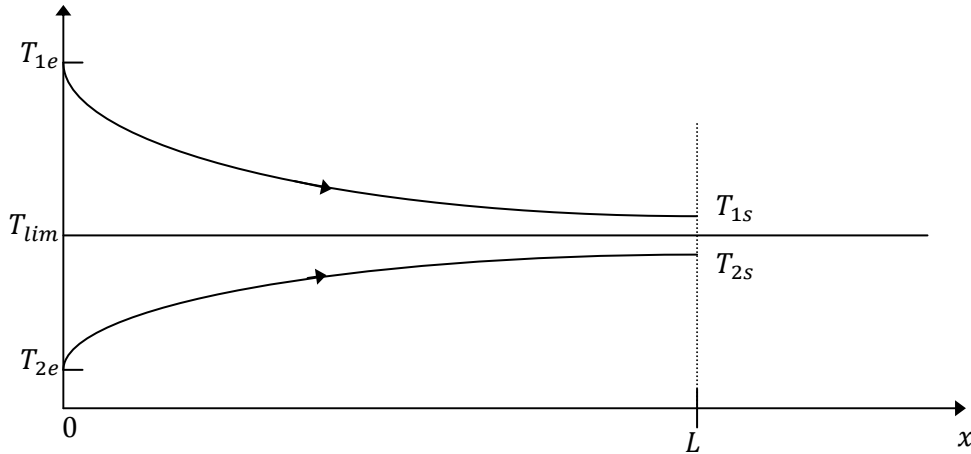


Figure 6.4 : Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à co-courant

Fonctionnement à contre-courant

On montre que la relation (6.3) s'applique aussi bien à un échange à contre-courant qu'à un échange à co-courant, mais les expressions de ΔT_s et de ΔT_e ne sont pas identiques dans les deux cas :

<u>Co-courant</u>	<u>Contre-courant</u>
$\Delta T_s = T_{1s} - T_{2s}$	$\Delta T_s = T_{1s} - T_{2e}$
$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2e}$	$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2s}$

(6.6)

La distribution des températures dans un échangeur à contre-courant présente l'une des allures suivantes :

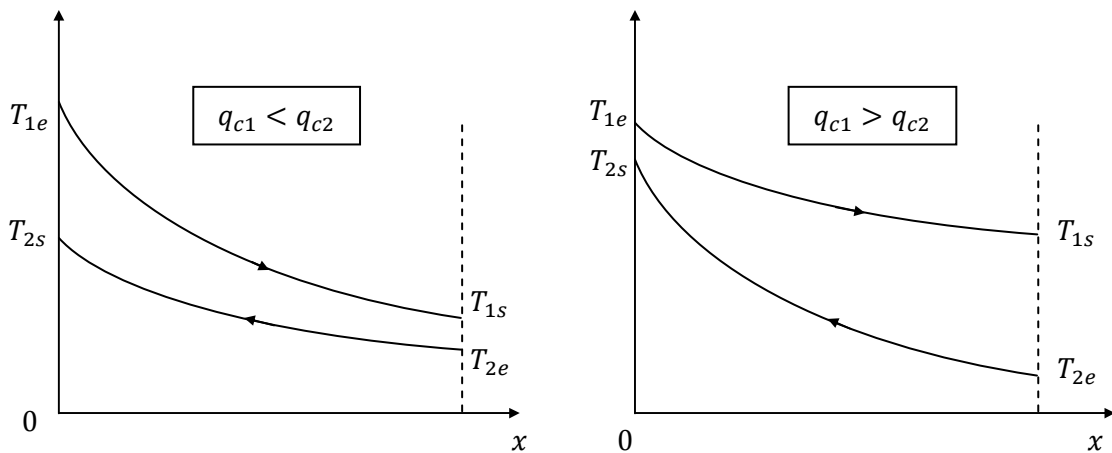


Figure 6.5 : Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant

$q_{c1} < q_{c2}$: On dit que le fluide chaud commande le transfert. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{1s} \rightarrow T_{2e}$ et $T_{2s} \neq T_{1e}$

$q_{c1} > q_{c2}$: On dit que le fluide froid commande le transfert. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{2s} \rightarrow T_{1e}$ et $T_{1s} \neq T_{2e}$

Remarque :

- Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d'obtenir $T_{2s} > T_{1s}$
- Il est par contre impossible d'obtenir $T_{2s} > T_{1e}$ ou $T_{1s} < T_{2e}$.

Comparaison des deux modes de fonctionnement

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

Exemple : $T_{1e} = 90\text{ °C}$ $T_{1s} = 35\text{ °C}$

$T_{2e} = 20\text{ °C}$ $T_{2s} = 30\text{ °C}$

Co-courant : $\Delta T_m = \frac{(90-20)-(35-30)}{\ln\left(\frac{90-20}{35-30}\right)} = 24,6\text{ °C}$

Contre-courant : $\Delta T_m = \frac{(90-30)-(35-20)}{\ln\left(\frac{90-30}{35-20}\right)} = 32,5\text{ °C}$

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

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

1.2.3 Cas où h n'est pas constant

On utilise dans ce cas la méthode de Colburn qui fait l'hypothèse que le coefficient global de transfert h varie linéairement en fonction de ΔT : $h = a + b\Delta T$.

Nous pouvons écrire :

- A l'entrée de l'échangeur : $h_e = a + b\Delta T_e$

- A la sortie de l'échangeur : $h_s = a + b\Delta T_s$

Les coefficients a et b s'expriment par : $b = \frac{h_e - h_s}{\Delta T_e - \Delta T_s}$ et : $a = h_e - \frac{h_e - h_s}{\Delta T_e - \Delta T_s} \Delta T_e$

Le bilan thermique de l'échangeur entre les abscisses x et $x + dx$ s'écrit toujours :

$$-q_{c1}dT_1 = hdS_2(T_1 - T_2) \quad \text{soit :} \quad \frac{dT_1}{T_1 - T_2} = -\frac{hdS_2}{q_{c1}}$$

Le calcul de $\int_{T_{1e}}^{T_{1s}} \frac{dT_1}{h(T_1 - T_2)}$ après avoir exprimé h et T_2 en fonction de T_1 conduit au résultat final suivant :

$$\varphi = \frac{h_e \Delta T_s - h_s \Delta T_e}{\ln\left(\frac{h_e \Delta T_s}{h_s \Delta T_e}\right)} S_2 \quad (6.7)$$

Remarque : Dans le cas où h ne varie pas linéairement sur tout l'échangeur, on découpera celui-ci en autant de morceaux sur lesquels on pourra faire l'hypothèse d'une variation linéaire de h .

1.3 Efficacité d'un échangeur

1.3.1 Définition et calcul

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

$$\eta = \frac{\varphi}{\varphi_{max}} \quad (6.8)$$

Cas où le fluide chaud commande le transfert : $q_{c1} < q_{c2}$

Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{1s} \rightarrow T_{2e}$ d'où : $\varphi_{max} = q_{c1}(T_{1e} - T_{2e})$ et $\varphi = q_{c1}(T_{1e} - T_{1s})$

On définit alors une efficacité de refroidissement :

$$\eta_r = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{2e}} \quad (6.9)$$

Cas où le fluide froid commande le transfert : $q_{c1} > q_{c2}$

Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{2s} \rightarrow T_{1e}$ d'où : $\varphi_{max} = q_{c2}(T_{1e} - T_{2e})$ et $\varphi = q_{c2}(T_{2s} - T_{2e})$

On définit alors une efficacité de chauffage :

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_{2e}}{T_{1e} - T_{2e}} \quad (6.10)$$

1.3.2 Signification du rendement

Lorsque le but recherché par l'installation d'un échangeur est de récupérer de la chaleur, la notion de rendement prend toute sa justification du point de vue économique. Considérons l'exemple le plus simple d'un échangeur fonctionnant à co-courant destiné à récupérer de la chaleur sur des fumées. Appelons P le prix en € du mètre carré d'échangeur (supposé constant) et C le gain en € par W récupéré sur le fluide chaud.

Le gain total engendré par l'échangeur est : $G = C\varphi = Cq_{c1}(T_{1e} - T_{1s})$

Le coût de l'échangeur est supposé proportionnel à sa surface : $D = S \times P$ où S est la surface d'échange en m². Le bénéfice généré par l'installation de l'échangeur s'écrit : $B = G - D$. Ces différentes grandeurs sont représentées schématiquement sur la figure 6.6.

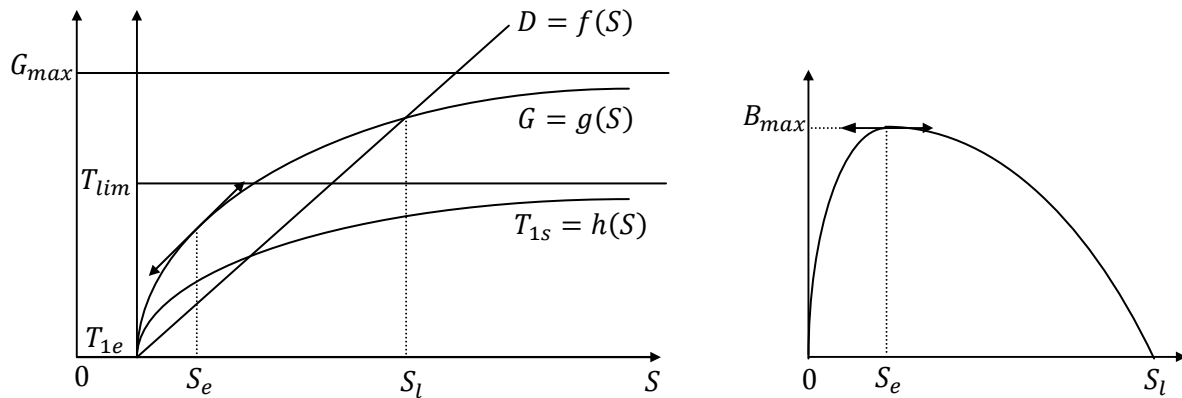


Figure 6.6 : Représentation simplifiée du bénéfice engendré par un récupérateur de chaleur.

On constate que le bénéfice atteint un maximum pour une certaine valeur S_e de la surface d'échange. L'augmentation de la surface d'échange au-delà de S_e permet d'augmenter le rendement mais a un effet inverse sur le bénéfice. Il existe donc une limite économique S_e pour la surface d'échange de ce type d'échangeur de chaleur.

1.4 Nombre d'unités de transfert

1.4.1 Définition

On appelle nombre d'unité de transfert noté NUT le rapport adimensionnel $\frac{hS_2}{q_{c1}}$ qui est aussi égal à $\frac{T_{1e} - T_{1s}}{\Delta T_m}$ pour le fluide chaud dans le cas d'un échangeur tubulaire simple :

$$NUT_1 = \frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{\Delta T_m} \quad (6.11)$$

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

1.4.2 Relation entre NUT et efficacité

Considérons le cas d'un échangeur tubulaire simple fonctionnant à contre-courant et supposons que le fluide chaud commande le transfert : $q_{c1} < q_{c2}$ donc $\eta_r = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{2e}}$

Posons $z = \frac{q_{c1}}{q_{c2}} < 1$ et $\Delta T_{max} = T_{1e} - T_{2e}$

$$NUT_1 = \frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{\Delta T_s - \Delta T_e} \ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)$$

Exprimons ΔT_e et ΔT_s en fonction de ΔT_{max} et η_r , nous pouvons écrire :

$$\Delta T_s = T_{1s} - T_{2e} = T_{1s} - T_{1e} + T_{1e} - T_{2e} = -\eta_r \Delta T_{max} + \Delta T_{max} = \Delta T_{max}(1 - \eta_r)$$

$$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2s} = T_{1e} - T_{2e} + T_{2e} - T_{2s} = \Delta T_{max} - z(T_{1e} - T_{1s}) = \Delta T_{max}(1 - z\eta_r)$$

Nous en déduisons l'expression du NUT_1 en fonction de ΔT_{max} et de η_r :

$$NUT_1 = \frac{\eta_r \Delta T_{max}}{\Delta T_{max}(1 - \eta_r) - \Delta T_{max}(1 - z\eta_r)} \ln \left(\frac{\Delta T_{max}(1 - \eta_r)}{\Delta T_{max}(1 - z\eta_r)} \right) = \frac{1}{z - 1} \ln \left(\frac{1 - \eta_r}{1 - z\eta_r} \right)$$

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

<u>Co-courant</u>	<u>Contre-courant</u>	
$NUT_{max} = \frac{-\ln[1-(1+z)\eta]}{1+z}$	$NUT_{max} = \frac{1}{z-1} \ln \left(\frac{\eta-1}{z\eta-1} \right)$	(6.12)
$\eta = \frac{1 - \exp[-NUT_{max}(1+z)]}{1+z}$	$\eta = \frac{1 - \exp[-NUT_{max}(1-z)]}{1 - z \exp[-NUT_{max}(1-z)]}$	

Avec : $NUT_{max} = \frac{hS_2}{q_{cmin}}$ et $z = \frac{q_{cmin}}{q_{cmax}}$

Cas particuliers :

- Pour tous les types d'échangeurs : $\eta = 1 - \exp(-NUT_{max})$ et $NUT_{max} = -\ln(1 - \eta)$ si $z = 0$.
- Pour l'échangeur à contre-courant : $\eta = \frac{NUT_{max}}{NUT_{max} + 1}$ et $NUT_{max} = \frac{\eta}{1 - \eta}$ si $z = 1$.

L'utilisation de ces formules a permis d'établir les abaques présentés en annexe A.6.1.

1.5 Calcul d'un échangeur

1.5.1 Températures de sorties connues

Le coefficient global de transfert h ayant été calculé, on connaît : q_{c1} , q_{c2} , T_{1e} , T_{1s} , T_{2e} et T_{2s} . On peut utiliser l'une des deux méthodes suivantes pour calculer S_2 :

Méthode MLDT :

- On calcule $\varphi = q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2}(T_{2s} - T_{2e})$
- On calcule $\Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)}$
- On en déduit $S_2 = \frac{\varphi}{h \Delta T_m}$

Méthode du NUT :

- On calcule η et $z = \frac{q_{cmin}}{q_{cmax}}$
- On détermine NUT_{max} par utilisation des formules (6.12) ou des abaques
- On en déduit $S_2 = \frac{q_{cmin}}{h} NUT_{max}$

1.5.2 Températures de sortie inconnues

Le coefficient global de transfert h ayant été calculé, on connaît : q_{c1} , q_{c2} , T_{1e} , T_{2e} et S_2 . On peut utiliser l'une des deux méthodes suivantes pour calculer T_{1s} et T_{2s} :

Méthode MLDT :

Son application nécessite la résolution par des méthodes numériques du système (non linéaire) de deux équations :

$$\begin{cases} q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = h S_2 \Delta T_m \\ q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2}(T_{2s} - T_{2e}) \end{cases}$$

Méthode du NUT :

- On calcule $NUT_{max} = \frac{h S_2}{q_{cmin}}$ et $z = \frac{q_{cmin}}{q_{cmax}}$
- On détermine η par utilisation des formules (6.12) ou des abaques. Dans l'expression de η ne figure qu'une seule température inconnue T_{1s} ou T_{2s} que l'on calcule.
- On détermine la deuxième température inconnue par le bilan thermique global de l'échangeur :

$$q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2}(T_{2s} - T_{2e})$$

Remarque : La méthode du NUT qui s'applique directement sans avoir recours à des méthodes numériques complexes est à préférer dans ce cas de figure.

2 Les échangeurs à faisceaux complexes

2.1 Généralités

Nous avons jusqu'alors étudié le modèle le plus simple d'échangeur que l'on puisse concevoir à savoir l'échangeur tubulaire simple. Il est toutefois difficile avec ce type d'échangeur d'obtenir des surfaces d'échange importantes sans aboutir à des appareils très encombrants. C'est l'une des raisons qui a conduit à développer d'autres géométries d'échanges.

2.2 Echangeur 1-2

C'est l'échangeur à faisceau le plus simple : le fluide circulant dans l'enveloppe effectue un seul passage tandis que le fluide circulant dans le tube effectue 2 (ou $2n$) passages.

Une passe en tube s'effectue à co-courant avec l'écoulement en calandre tandis que l'autre s'effectue à contre-courant (cf. figure 6.7). L'écoulement co-courant est moins efficace que l'écoulement à contre-courant, l'échangeur 1-2 a donc une efficacité comprise entre celle d'un échangeur tubulaire fonctionnant à co-courant et celle d'un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant.

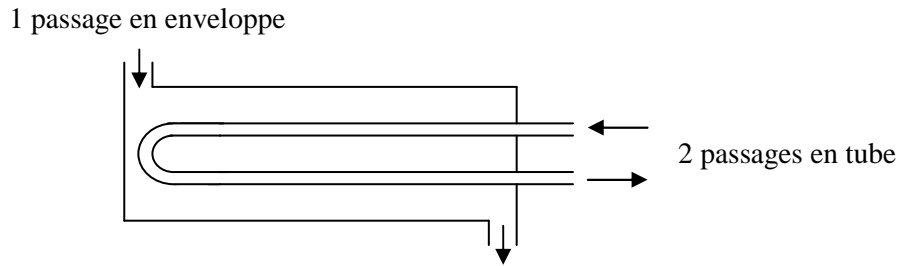


Figure 6.7 : Schéma d'un échangeur 1-2

Comme pour l'échangeur tubulaire simple, il existe une relation reliant le nombre d'unités de transfert maximal NUT_{max} et l'efficacité η de l'échangeur :

$$\begin{aligned}
 NUT_{max} &= -(1+z^2)^{-\frac{1}{2}} \ln \left[\frac{\frac{2}{\eta} - 1 - z - (1+z^2)^{\frac{1}{2}}}{\frac{2}{\eta} - 1 - z + (1+z^2)^{\frac{1}{2}}} \right] \\
 \eta_{1-2} &= 2 \left\{ 1 + z + (1+z^2)^{\frac{1}{2}} \frac{1 + \exp \left[-NUT_{max} (1+z^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-NUT_{max} (1+z^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}
 \end{aligned}
 \tag{6.13}$$

On trouvera également en annexe A.6.1 les abaques établis à partir de cette relation. Le calcul d'un échangeur 1-2 s'effectue en appliquant la méthode du NUT telle qu'elle a été décrite pour les échangeurs tubulaires simples.

2.3 Echangeur 2-4

Lorsque l'échangeur 1-2 ne permet pas d'obtenir une efficacité supérieure à 0,75, on cherche à se rapprocher davantage de l'échangeur à contre-courant en effectuant 2 (ou plus) passages en calandre. L'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale de sorte que le fluide en enveloppe effectue 2 passages. Le fluide dans le tube effectue 4 (ou $4n$) passages (cf. figure 6.8).

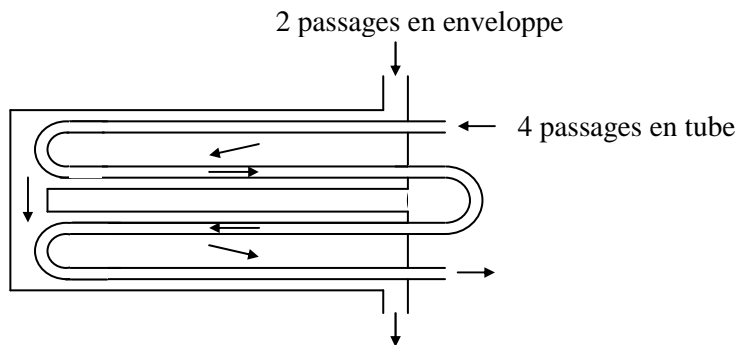


Figure 6.8 : Schéma d'un échangeur 2-4

Comme pour l'échangeur tubulaire simple, il existe une relation reliant le nombre d'unités de transfert maximal NUT_{max} et l'efficacité η de l'échangeur.

On trouvera en annexe A.6.1 les abaques établis à partir de cette relation. Le calcul d'un échangeur 2-4 s'effectue en appliquant la méthode du NUT telle qu'elle a été décrite pour les échangeurs tubulaires simples.

2.4 Echangeur à courants croisés

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Un fluide est dit non brassé s'il s'écoule dans une veine divisée en plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section, il est dit brassé dans le cas contraire. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de la veine. Les échangeurs à courants croisés sont surtout utilisés pour des échangeurs entre un gaz circulant en calandre et un liquide circulant dans les tubes.

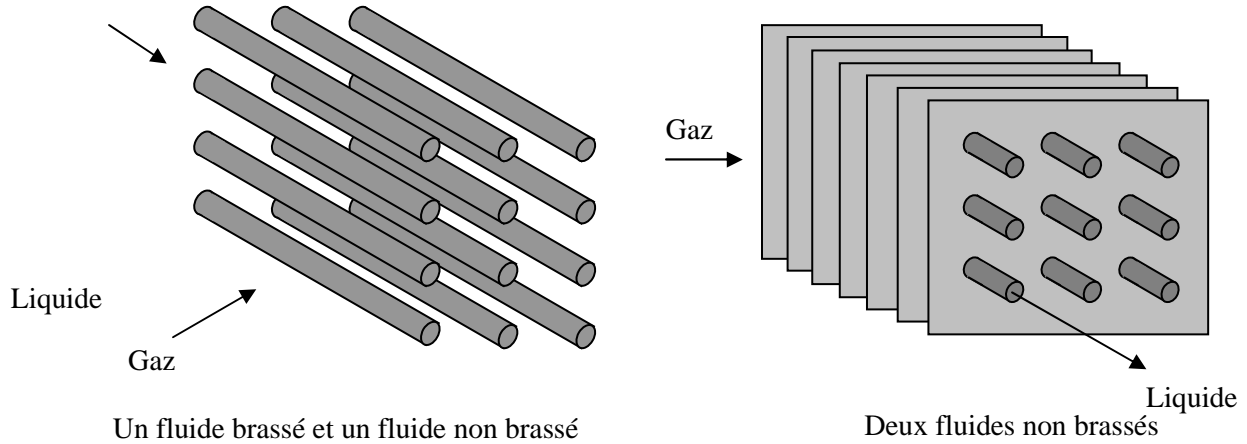


Figure 6.9 : Schéma de deux types d'échangeurs à courants croisés

Comme pour l'échangeur tubulaire simple, il existe une relation reliant le nombre d'unités de transfert maximal NUT_{max} et l'efficacité η de l'échangeur :

Deux fluides non brassés :

$$\eta = 1 - \exp \left[\frac{\exp(-z NUT_{max}^{0,78}) - 1}{z NUT_{max}^{-0,22}} \right] \quad (6.14)$$

Deux fluides brassés :

$$\eta = \left[\frac{1}{1 - \exp(-NUT_{max})} + \frac{z}{1 - \exp(-z NUT_{max})} - \frac{1}{NUT_{max}} \right]^{-1} \quad (6.15)$$

Un fluide non brassé :

Fluide commandant le transfert (q_{cmin}) non brassé :

$$\begin{aligned} NUT_{max} &= -\ln \left[1 + \frac{1}{z} \ln(1 - z\eta) \right] \\ \eta &= \frac{1}{z} \{ 1 - \exp[-z(1 - e^{-NUT_{max}})] \} \end{aligned} \quad (6.16)$$

Fluide commandant le transfert (q_{cmin}) brassé :

$$\begin{aligned} NUT_{max} &= -\frac{1}{z} \ln[1 + z \ln(1 - z\eta)] \\ \eta &= 1 - \exp \left\{ -\left(\frac{1}{z}\right) [1 - \exp(-z NUT_{max})] \right\} \end{aligned} \quad (6.17)$$

Le calcul d'un échangeur à courants croisés s'effectue en appliquant la méthode du *NUT* telle qu'elle a été décrite pour les échangeurs tubulaires simples. On trouvera en annexe A.6.1 des abaques représentant ces différentes formules.

2.5 Echangeurs frigorifiques

Une installation frigorifique comporte au moins deux échangeurs de chaleur :

- Un condenseur dont le but est d'assurer le transfert de chaleur du fluide frigorigène au milieu extérieur
- Un évaporateur dont le rôle est d'assurer le transfert de chaleur du milieu à refroidir au fluide frigorigène.

Ces deux échangeurs se caractérisent par un écoulement diphasique du fluide frigorigène.

2.5.1 Condenseurs

Dans un condenseur, la phase liquide du fluide frigorigène apparaît dès que la température de la surface de refroidissement devient inférieure à la température de saturation du fluide frigorigène sous la pression de condensation. Ceci se produit à une distance très faible de l'entrée du condenseur, pratiquement dès le début s'il s'agit d'un condenseur à eau. On peut ainsi observer, quasiment dès l'entrée de l'échangeur, la présence contre la paroi froide d'une mince couche de liquide sur la surface de laquelle un film de vapeur saturée se condense.

On peut dès lors considérer que la température du fluide frigorigène est constante et égale à la température de condensation. Si l'on admet que le coefficient global de transfert h est constant, le profil des températures a l'allure suivante :

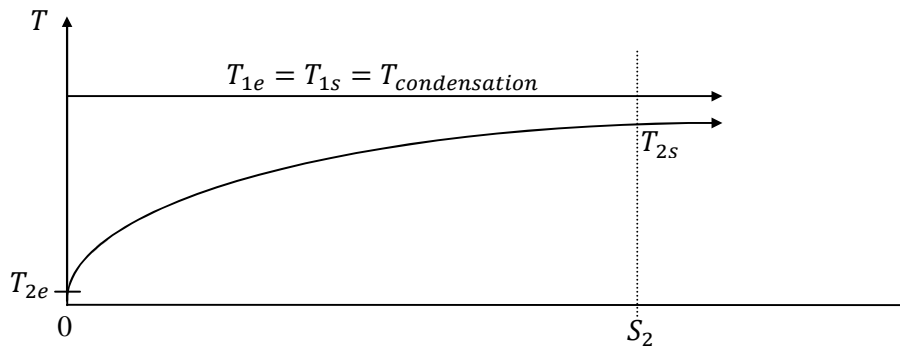


Figure 6.10 : Evolution des températures dans un condenseur

2.5.2 Evaporateurs

Noyés

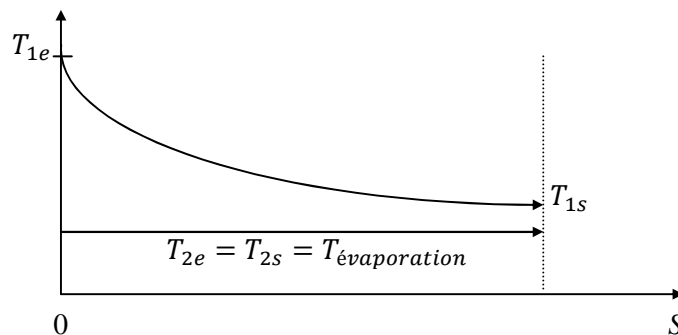


Figure 6.11 : Evolution des températures dans un évaporateur noyé

Dans ce type d'échangeur, l'évaporation se produit à l'extérieur des tubes complètement « noyés » dans la phase liquide. Si la perte de charge due à la circulation du fluide frigorigène est négligeable, la température de ce fluide est constante tout au long de l'évaporateur et égale à la température d'évaporation (cf. figure 6.11).

Comme dans ces échangeurs le titre de vapeur reste en deçà de 75%, le coefficient d'échange est relativement élevé et peut être considéré comme constant. La surface d'échange nécessaire se calcule de la même manière que pour un autre type d'échangeur.

A détente sèche

Dans ce type d'échangeur, l'évaporation se produit à l'intérieur des tubes dans lesquels le fluide frigorigène circule. Du point de vue des transferts thermiques, deux points différencient ces évaporateurs des précédents :

- Pour éviter tout risque que du fluide liquide pénètre dans le compresseur, les vapeurs sont légèrement surchauffées ce qui entraîne une variation de la température du fluide frigorigène dans la partie terminale de l'échangeur.
- Pour les titres de vapeur supérieurs à 75%, le coefficient de transfert côté fluide frigorigène chute brutalement ce qui ne permet plus de considérer le coefficient global de transfert h comme constant.

Pour dimensionner ces échangeurs, il faut les scinder en plusieurs parties telles que le coefficient global de transfert h soit constant ou varie linéairement sur chacune d'elles.

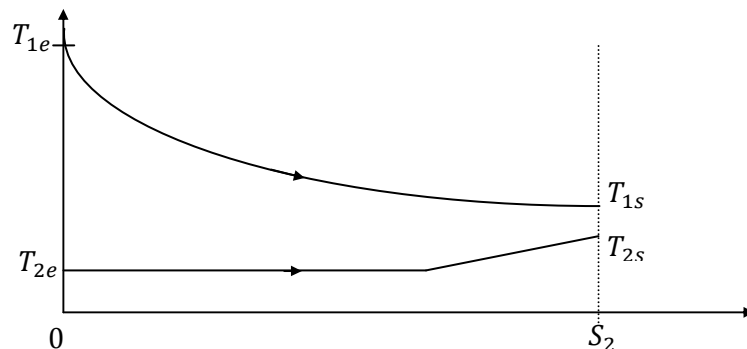


Figure 6.12 : Evolution des températures dans un évaporateur à détente sèche

On trouvera dans le tableau 6.3 l'ordre de grandeur des coefficients globaux d'échanges h dans divers types de condenseurs et d'évaporateurs.

Tableau 6.3 : Ordre de grandeur du coefficient global d'échange pour divers types d'échangeurs frigorifiques

(d'après IIF, 1976)

Coefficient global d'échange h pour divers types de condenseurs ($W m^{-2} K^{-1}$)			
Groupe	Médium de condensation	Type	h
A chaleur sensible	Air	Circulation naturelle	9 à 12
		Circulation forcée	24 à 30
	Eau	Immersion	240 à 300
		Double tube et contre-courant Multitubulaires horizontaux	700 à 950 700 à 1000

A chaleur latente	Evaporation forcée	Tubes lisses Tubes à ailettes	240 à 350 120 à 180
Coefficient global d'échange pour divers types d'évaporateurs ($W m^{-2} K^{-1}$)			
Refroidisseurs de liquides	A serpentin A immersion		70 à 95 400 à 580
	Double tube et contre-courant		580 à 820
Refroidisseurs de gaz	Plaques eutectiques (eau ou saumure)		35 à 95
	Circulation d'air forcée : Tubes lisses Tubes ailetés		35 à 47 16 à 24

A.6.1 : Abaques NUT = f(η) pour les échangeurs

$$z = \frac{q_{cmin}}{q_{cmax}}$$

