

Introduction au Génie énergétique

Cours 4 – Transferts thermiques : convection & échangeurs

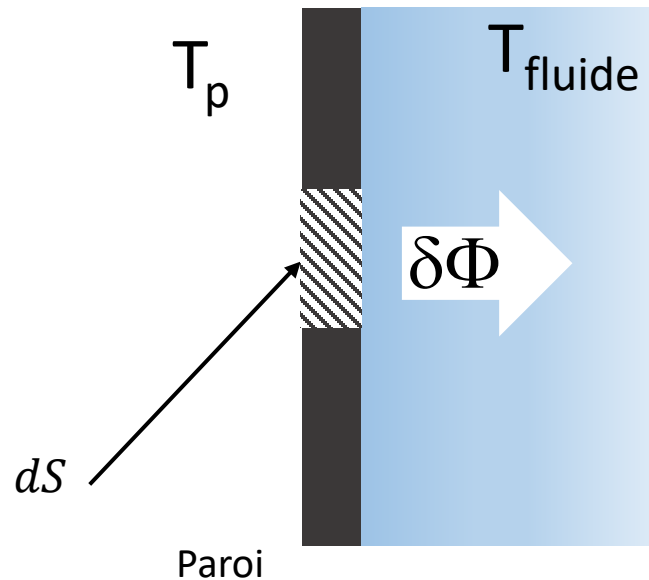
Pascal Stabat

Vendredi 17 février 2023



CONVECTION

La convection thermique est la conjugaison de deux mécanismes physiques : la diffusion moléculaire (conduction thermique) et l'advection (entraînement par le mouvement du fluide)



On cherche $\delta\Phi$ (W) le flux échangé entre la surface dS et le fluide :

$$\delta\Phi = h \cdot (T_p - T_{\text{fluide}}) \cdot dS$$

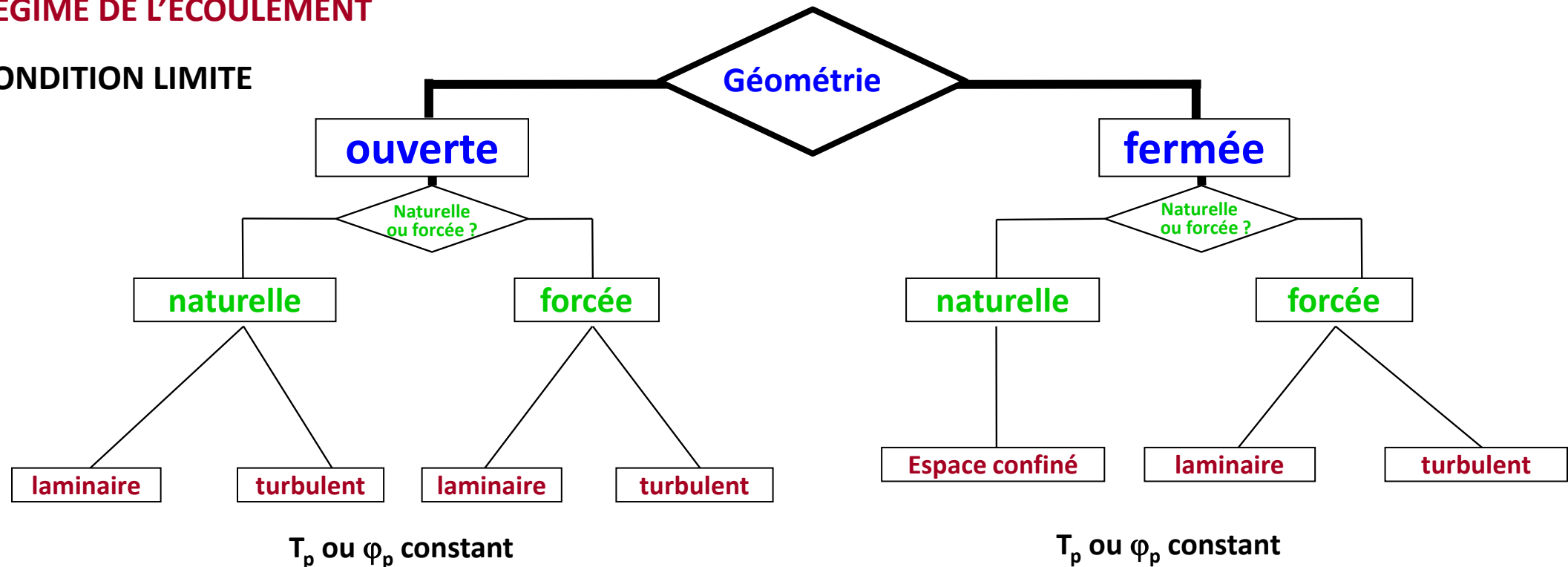
Loi phénoménologique : Loi de Newton
avec h le coefficient d'échange convectif
en $\text{W/m}^2/\text{K}$

Il s'agit de déterminer h et choisir la température du fluide T_{fluide}

CONVECTION

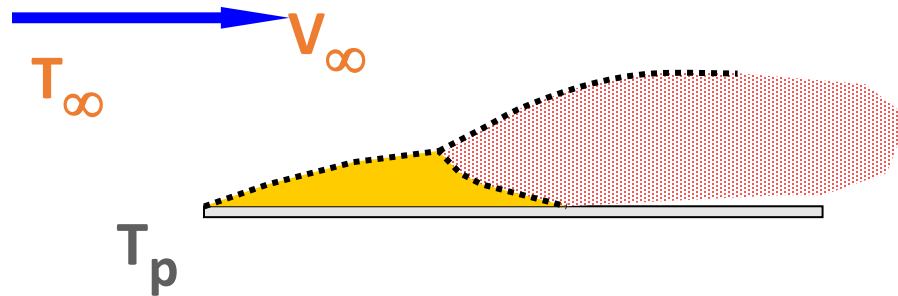
Choix d'une corrélation pour le coefficient d'échange convectif

- GEOMETRIE
- CAUSE DE L'ÉCOULEMENT
- REGIME DE L'ÉCOULEMENT
- CONDITION LIMITE

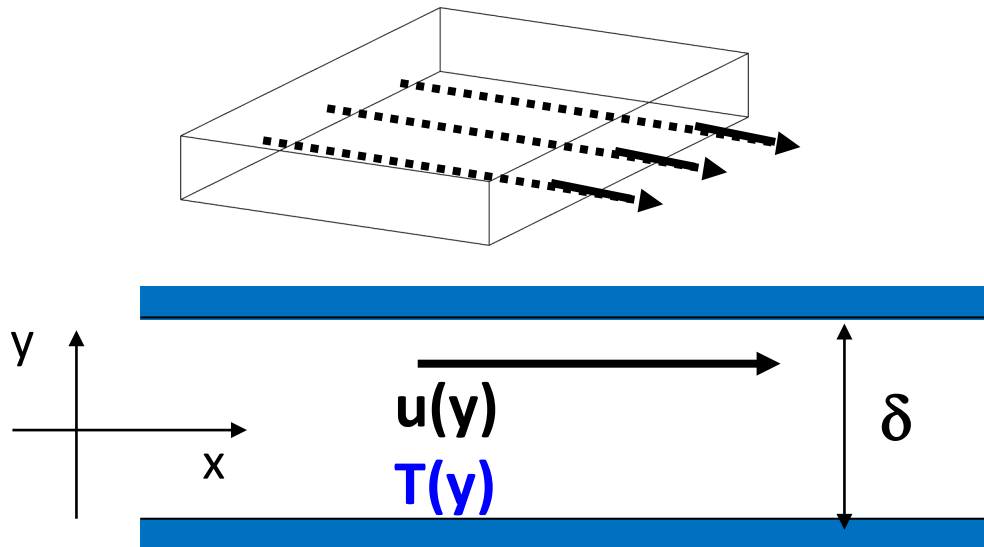


CONVECTION

GEOMETRIE OUVERTE



GEOMETRIE FERMEE



Choix de la température du fluide T_{fluide}

T_∞ température du fluide en amont du bord d'attaque

T_{eq} température de mélange

$$\bar{u} = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta u(y) dy$$

$$T_{\text{eq}} = \frac{1}{\delta \cdot \bar{u}} \int_0^\delta u(y) T(y) dy$$

CONVECTION

CONVECTION FORCEE

\vec{V} est imposée par un mécanisme de l'extérieur, indépendant de la température (pompe, ventilateur, vent...)



CONVECTION NATURELLE

\vec{V} dépend uniquement des différences de masse volumique du fluide dues aux différences de température



CONVECTION MIXTE

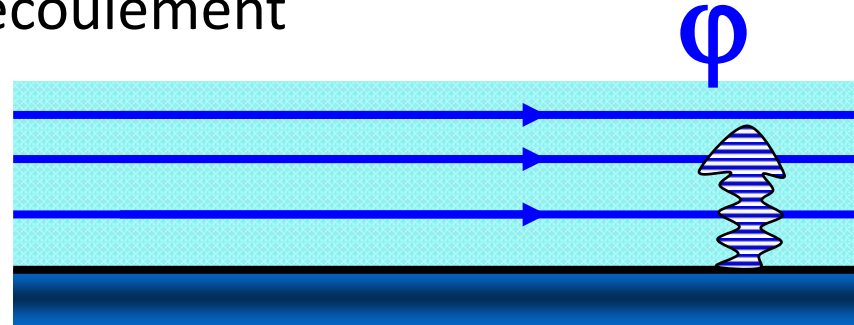
Effets provoqués par des moyens mécaniques du même ordre de grandeur que ceux dus aux différences de masse volumique



CONVECTION

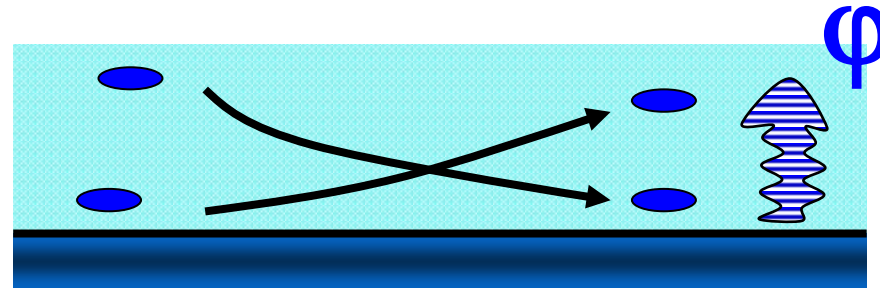
Différents régimes d'écoulement

REGIME LAMINAIRE



Conduction entre les filets fluides

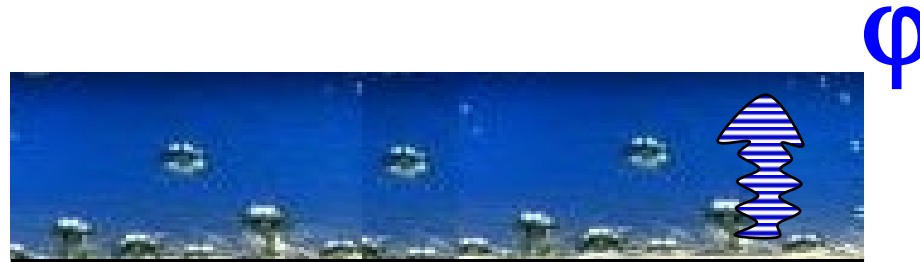
REGIME TURBULENT



Transport entre fluide et paroi

Vitesse moyenne + fluctuation

REGIME DIPHASIQUE



Transport par changement de phase

$h \approx 500 \text{ à } 30\,000 \text{ W/m}^2/\text{K}$

Similitude Mécanique / Thermique

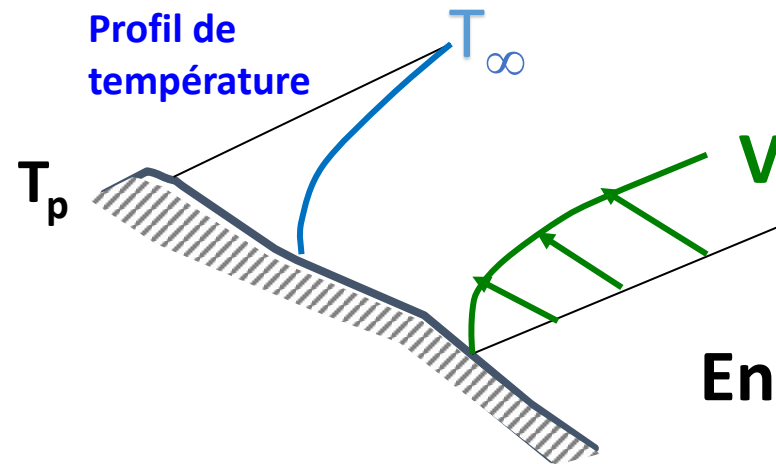
Adhérence à la paroi

$$V_p = 0$$

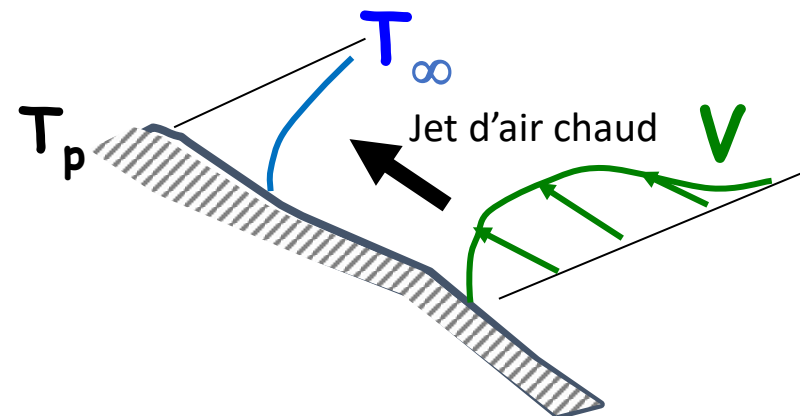
Température imposée

$$T_p - T_\infty$$

Couche limite thermique 99%



En convection forcée



En convection naturelle
le long d'une paroi

CONVECTION

Condition à la paroi

- Température de paroi constante
si h constant, le bilan d'énergie thermique s'écrit :

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot dT_{eq} = h \cdot P \cdot dx \cdot (T_p - T_{eq})$$

$$\frac{dT_{eq}}{(T_p - T_{eq})} = \frac{h \cdot P}{\dot{m} \cdot c_p} dx$$

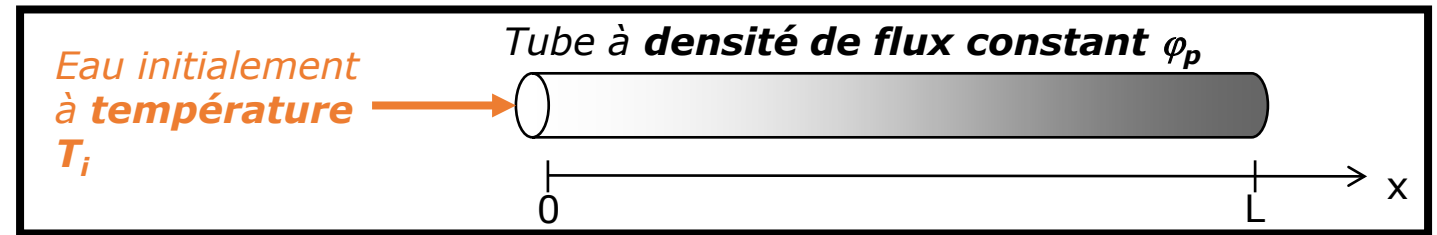
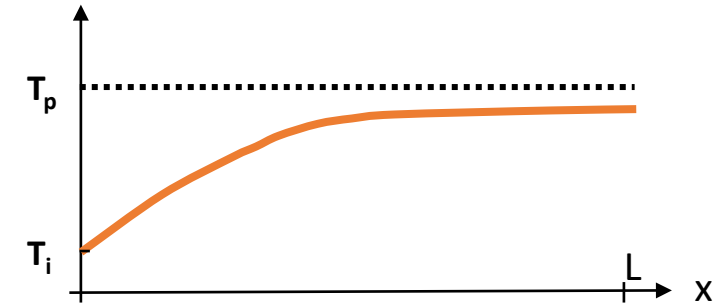
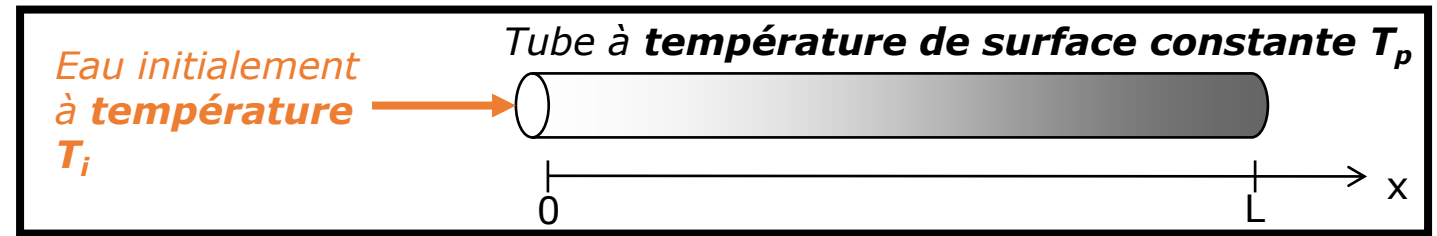
Avec P le périmètre = $2\pi \cdot R$

$$\frac{T_{eq}(L) - T_p}{T_{eq}(0) - T_p} = \exp\left(-\frac{h \cdot P \cdot L}{\dot{m} \cdot c_p}\right)$$

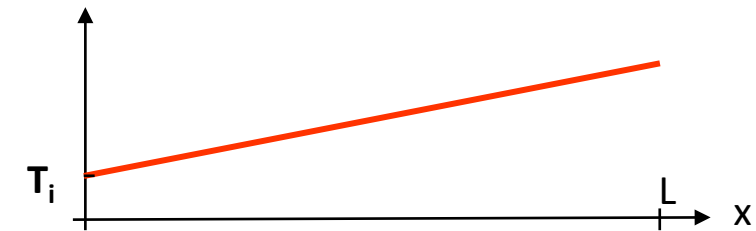
- Flux constant

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot dT_{eq} = \varphi_p \cdot P \cdot dx$$

$$T_{eq}(x) = \frac{\varphi_p \cdot P}{\dot{m} \cdot c_p} x + cte$$



Si $\varphi_s > 0$



CONVECTION

Nombres sans dimension

Reynolds

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu}$$

Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$$

Grashof

$$Gr = \frac{\beta \Delta T L^3 \rho^2 g}{\mu^2}$$

Rayleigh

$$Ra = Gr.Pr$$

Richardson

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

Conditions limites

Nusselt

$$Nu = \frac{h.L}{\lambda}$$

Convection forcée

Convection naturelle

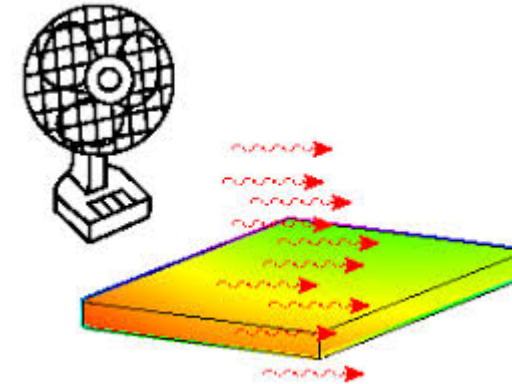
CONVECTION

Corrélations pour le coefficient d'échange convectif

En convection forcée

Découplage mécanique /thermique

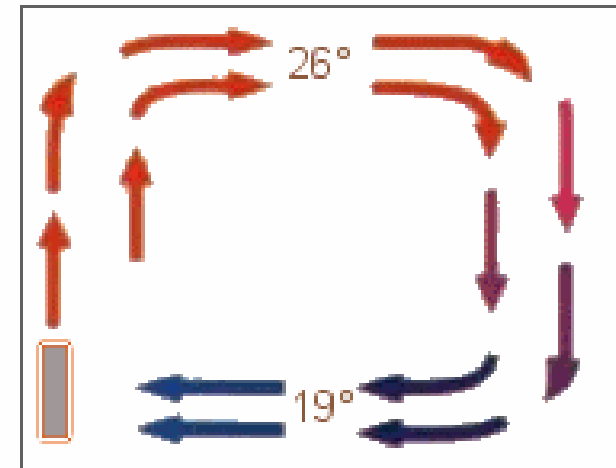
$$Nu = f(Re, Pr)$$



En convection naturelle

Pas de vitesse de référence

$$Nu = f(Gr, Pr)$$



Convection mixte

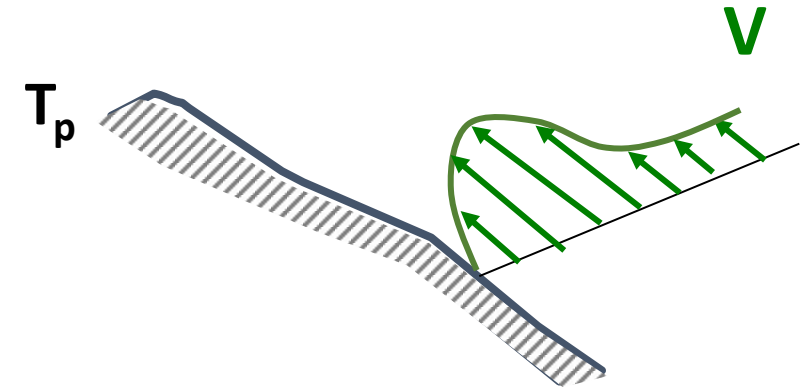
Lorsque de la convection forcée se superpose à de la convection naturelle, la question se pose de savoir si on peut négliger un des deux mécanismes ou si on doit prendre les deux en considération.

On calcule le nombre de Richardson

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

Si $Ri \gg 1$, alors la convection naturelle domine alors que si $Ri \ll 1$, c'est la convection forcée qui domine.

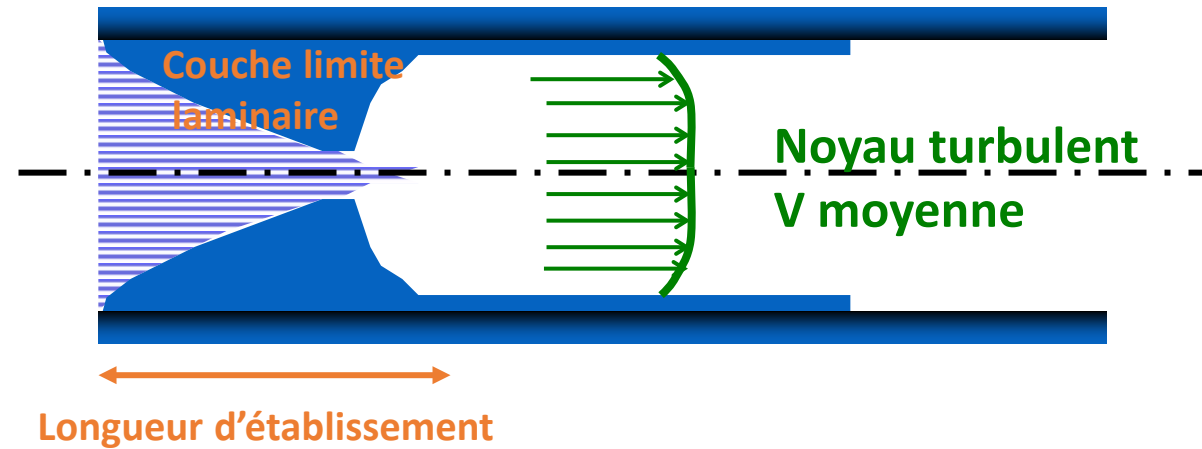
En pratique, il est incorrect de raisonner uniquement sur le nombre de Richardson, il faut aussi considérer l'effet du nombre de Prandtl. On peut seulement conclure que la convection naturelle est toujours négligeable si $Ri \ll 1$ lorsque u_∞ est dans le même sens que les vitesses de convection naturelle.



En convection Mixte

CONVECTION

Corrélation pour un tube en régime turbulent en convection forcée



Corrélation de Dittus Boelter

Établie dans le domaine $0,7 < Pr < 120$ et $10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

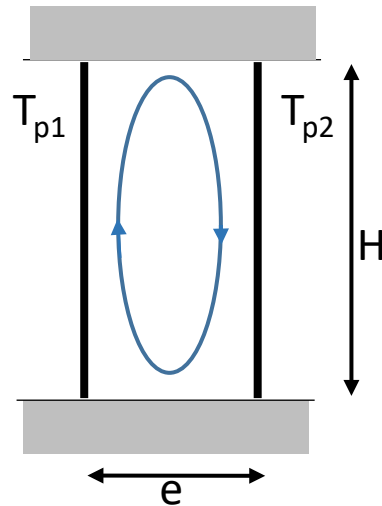
$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda_0}$$

À la température équivalente
moyenne (entrée/sortie)

$$Re = \frac{\rho_0 \cdot V \cdot D_h}{\mu_0}$$

avec D_h le diamètre hydraulique $4 \times \text{Surface/périmètre}$

Convection naturelle en espace confiné



Hypothèse : surfaces verticales parfaitement isolées

$$\varphi = U(T_{p1} - T_{p2}) \quad \text{avec} \quad \frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2}$$

Les coefficients h_1 et h_2 dans l'espace confiné sont inaccessibles à l'expérimentation. Seul U , coefficient d'échange global est mesurable. On définit une conductivité équivalente λ_{eq} telle que :

$$\varphi = \frac{\lambda_{eq}}{e} (T_{p1} - T_{p2})$$

Corrélation pour les gaz avec $0,5 < Pr < 2$

$$\overline{Nu} = \frac{U \cdot e}{\lambda} = \frac{\lambda_{eq}}{\lambda}$$

- Nombres adimensionnels établis à $(T_{p1} + T_{p2})/2$
- Dans le cas de la lame de gaz, le Grashof est calculé avec l'épaisseur de la lame de gaz comme longueur caractéristique et $T_{p1} - T_{p2}$ comme gradient de température
- Valable pour $3 < H/e < 42$

Pour $Ra < 6000$ $\overline{Nu} = 1$ ce qui signifie que la lame de gaz est suffisamment mince pour que les mouvements de convection soient négligeables.

Pour $6000 < Ra < 2 \cdot 10^5$ $\overline{Nu} = 0,197 \cdot Ra^{1/4} \cdot (H/e)^{-1/9}$

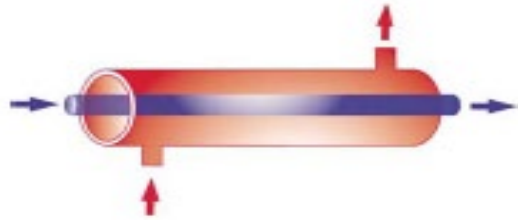
Pour $2 \cdot 10^5 < Ra < 1,1 \cdot 10^7$ $\overline{Nu} = 0,073 \cdot Ra^{1/3} \cdot (H/e)^{-1/9}$

ECHANGEURS

Un échangeur de chaleur permet de transférer un flux calorifique d'un corps chaud vers un corps froid

Différentes morphologies d'échangeurs

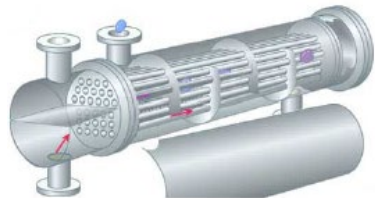
Exemples d'échangeurs avec 2 fluides séparés par une paroi solide



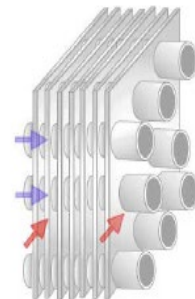
BITUBE



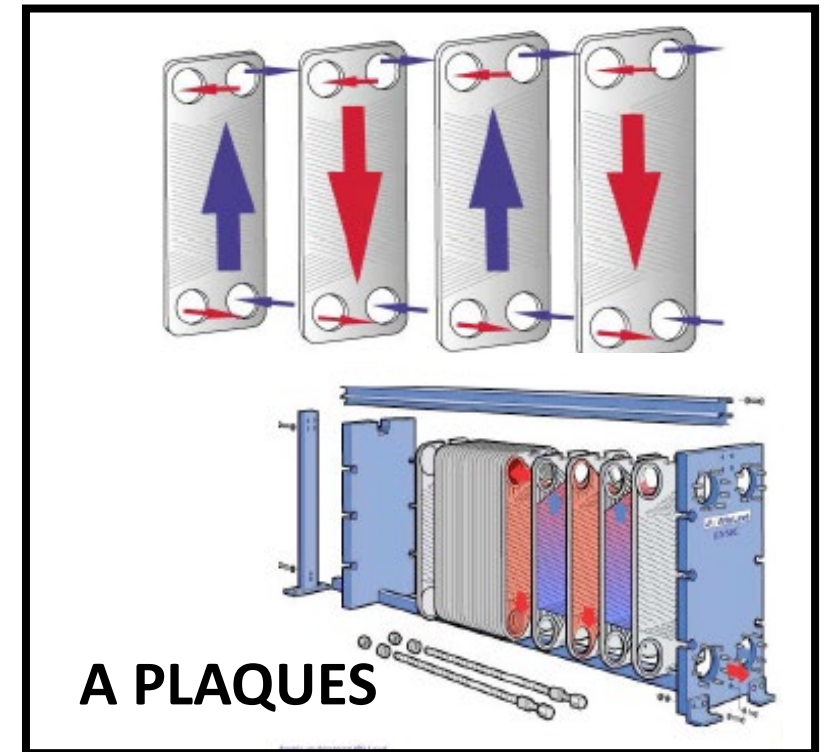
CO AXIAUX



TUBES CALANDRE



**A COURANTS
CROISES**



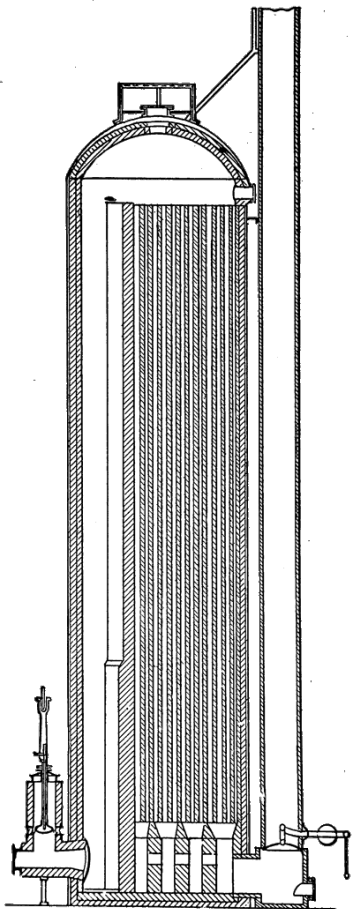
A PLAQUES

ECHANGEURS

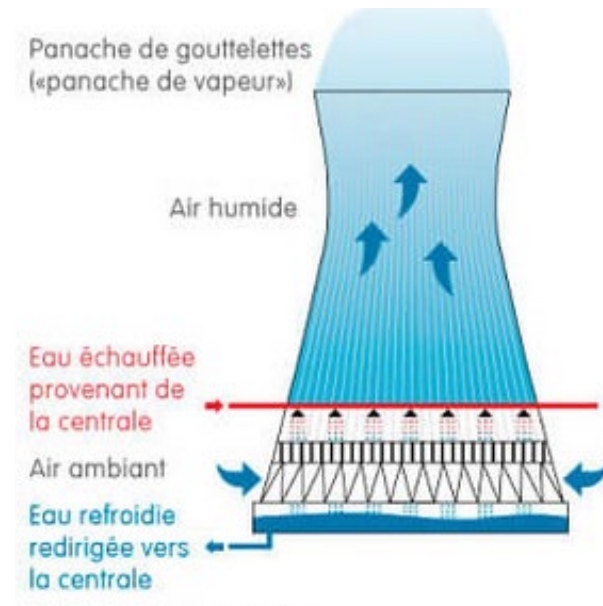
Différentes morphologies d'échangeurs

Exemples d'échangeurs à contact direct

Cowpers



Tours aéroréfrigérantes humides



DIMENSIONNEMENT DES ECHANGEURS

- Choix des fluides

- fluides à forte masse volumique (liquides, gaz sous forte pression) / fluides à faible masse volumique (gaz)
 - Pour un débit massique M donné, le débit volumique M/ρ et les vitesses de passage sont d'autant plus faibles que ρ est grande;
 - Le travail de compression massique est d'autant plus faible que ρ est grande (intégration de dP/ρ)
=> La dépense d'énergie mécanique est plus faible pour les fluides à forte masse volumique

- Dimensionnement

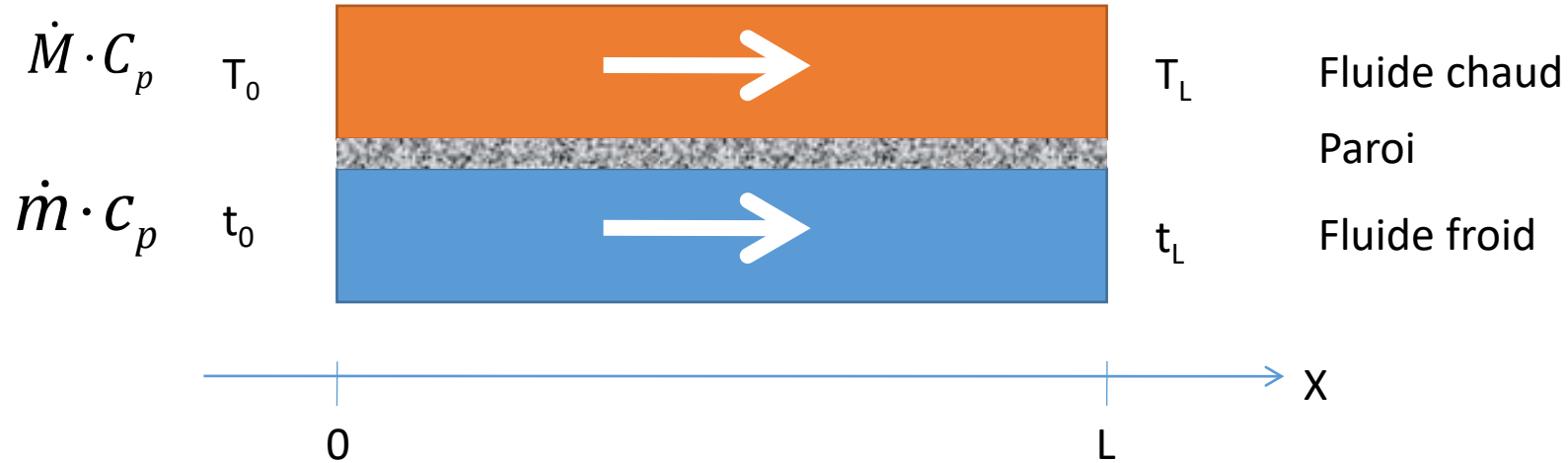
- résulte d'un compromis coût /performance
 - ↗ Surface d'échange => ↗ Efficacité
 - ↗ Surface d'échange => ↗ Coût
 - ↗ Surface d'échange => ↗ Pertes de charges

ECHANGEURS

Calcul des performances

Cas des échangeurs à co-courant et contre courant

Bilan global



$$\Phi = \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_0 - T_L) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_L - t_0) \text{ à co courant}$$

$$\Phi = \dot{M} \cdot C_p \cdot (T_0 - T_L) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_0 - t_L) \text{ à contre courant}$$

(en W)

Hypothèses considérées dans ce cours :

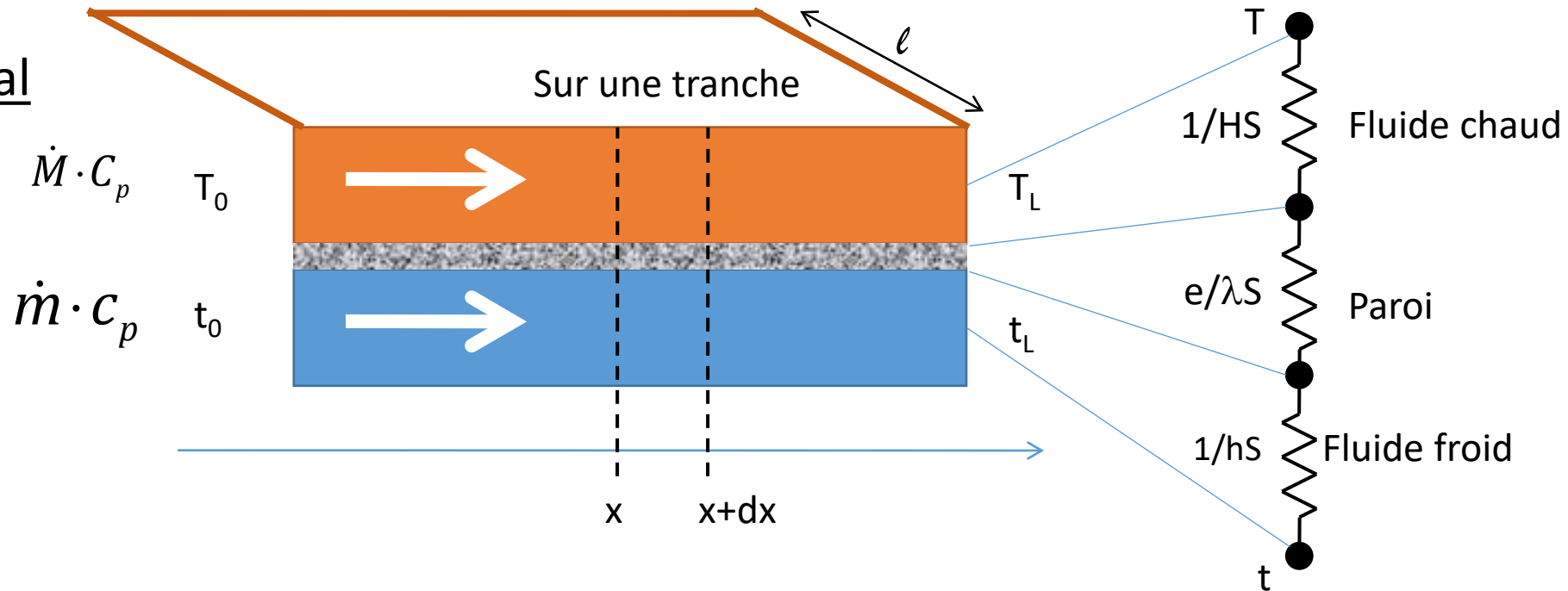
- Régime permanent
- Echangeur parfaitement isolé vis-à-vis de l'extérieur
- Les températures sont uniformes dans toute la section perpendiculaire à la direction privilégiée x
- Les chaleurs massiques c et C sont indépendantes de la température

ECHANGEURS

Calcul des performances

Cas des échangeurs à co-courant et contre courant

Bilan local



$$d\Phi = -\dot{M} \cdot C_p \cdot dT = \alpha \cdot \dot{m} \cdot c_p \cdot dt \quad (\text{Eq.1})$$

avec $\alpha = 1$ si co-courant
et $\alpha = -1$ si contre-courant

$$d\Phi = K \cdot dS \cdot (T - t) \quad (\text{Eq.2})$$

avec

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{HS} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{hS}$$

ECHANGEURS

Calcul des performances

Cas des échangeurs à co-courant et contre courant

Méthode ΔTLM

A partir des équations 1 et 2 précédentes, on obtient :

$$dT = -(K / \dot{M}C) \cdot (T - t) \cdot dS$$

$$dt = (K / (\alpha \cdot \dot{m}c)) \cdot (T - t) \cdot dS$$

$$\text{Notons } dS = \ell \cdot dx$$

Par soustraction, il vient:

$$d(T - t) = -\left(K / \dot{M}C + K / (\alpha \cdot \dot{m}c)\right) \cdot (T - t) \cdot \ell \cdot dx$$

L'intégration donne :

$$T(x) - t(x) = A \cdot \exp\left[-K \cdot \ell \cdot x \left(\frac{1}{\dot{M}C} + \frac{1}{\alpha \cdot \dot{m}c}\right)\right]$$

D'où

$$\frac{\Delta T_L}{\Delta T_0} = \frac{T(x=L) - t(x=L)}{T(x=0) - t(x=0)} = \exp\left[-KS \left(\frac{1}{\dot{M}C_p} + \frac{1}{\alpha \cdot \dot{m}c_p}\right)\right]$$

ECHANGEURS

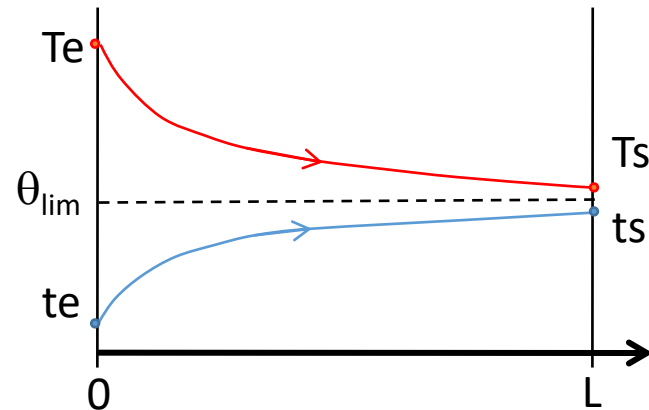
Calcul des performances

Cas des échangeurs à co-courant et contre courant

Méthode ΔTLM

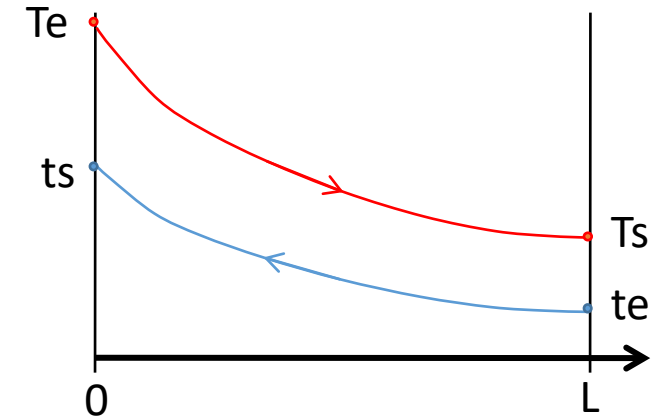
$$\Phi = K \cdot S \cdot \Delta TLM$$

à co –courant



$$\Delta TLM = \frac{[Te - te] - [Ts - ts]}{\ln\left(\frac{Te - te}{Ts - ts}\right)}$$

à contre courant

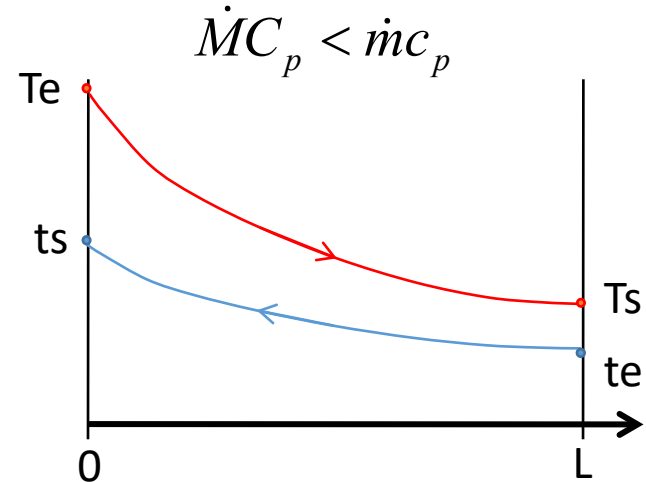


$$\Delta TLM = \frac{[Te - ts] - [Ts - te]}{\ln\left(\frac{Te - ts}{Ts - te}\right)}$$

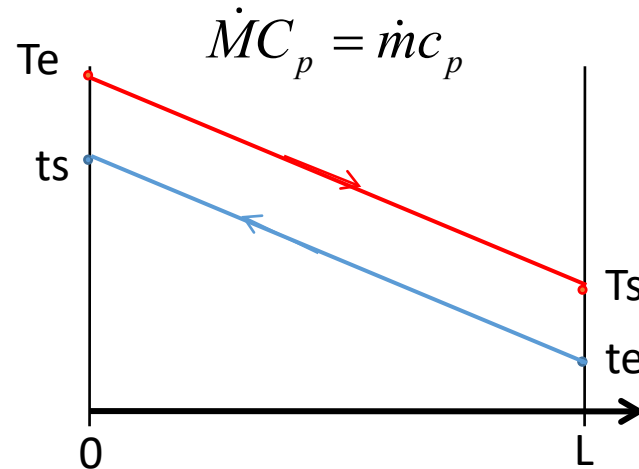
Echangeur à contre courant

$$\Delta T(x) = \Delta T(0) \cdot \exp \left[-K \cdot \ell \cdot x \left(\frac{1}{\dot{M}C_p} - \frac{1}{\dot{m}c_p} \right) \right]$$

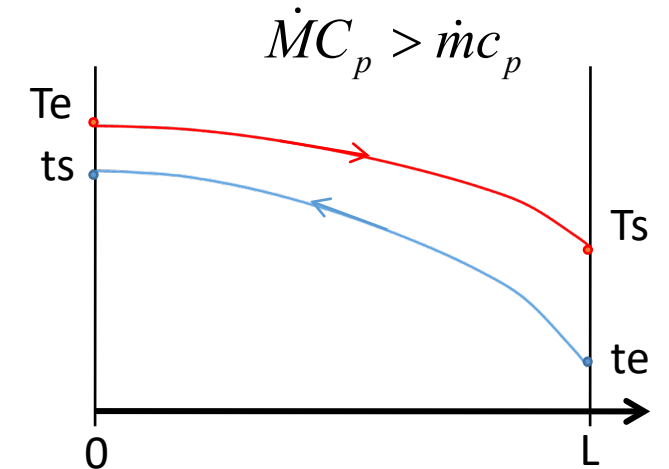
Contrairement à l'échangeur à co-courant, le signe du crochet varie en fonction des cas :



L'écart de température tend vers zéro quand la longueur de l'échangeur augmente. Mais il a une longueur limitée, $T-t$ a une valeur mini T_s-t_e appelé le **pincement de l'échangeur**



L'écart de température est constant sur toute la longueur de l'échangeur



L'écart de température croît avec la longueur de l'échangeur. Ici, le **pincement de l'échangeur** se trouve à l'autre bout, il vaut $T_e - t_s$

Méthode NUT-Epsilon

On définit l'efficacité comme le rapport entre la puissance échangée et celle qui pourrait l'être si la surface était infinie :

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} = \frac{\dot{M} \cdot C_p \cdot (Te - Ts)}{\dot{C}_{\min} (Te - te)} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (ts - te)}{\dot{C}_{\min} (Te - te)}$$

Avec \dot{C}_{\min} le débit capacitif minimum

$$\dot{C}_{\min} = \min(\dot{M} \cdot C_p, \dot{m} \cdot c_p) \quad \text{en W/K}$$

Pour un échangeur à co-courant, la puissance maximale échangée devrait être :

$$\Phi_{\max} = \dot{M} \cdot C_p \cdot (Te - \theta_1) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\theta_1 - te)$$

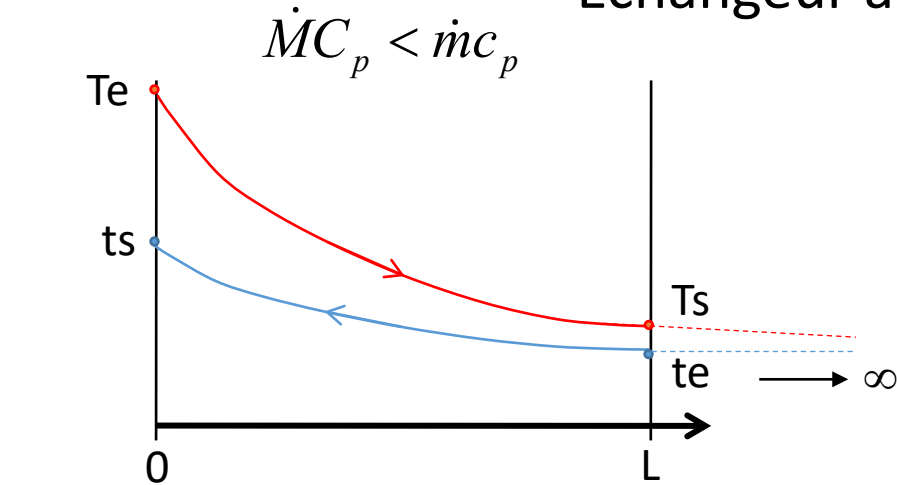
Mais, l'efficacité est définie par rapport à l'échangeur à contre courant

Quel que soit l'échangeur, l'efficacité d'un échangeur est définie comme :

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} = \frac{\text{écart de température entrée sortie du fluide ayant le } \dot{C}_{\min}}{\text{écart de température maximum dans l'échangeur}}$$

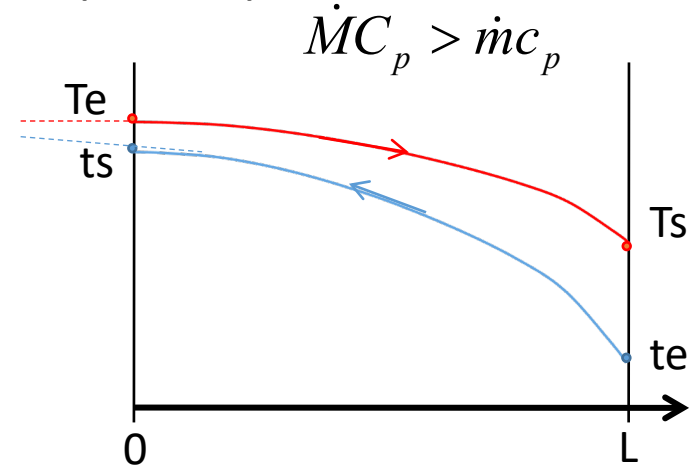
Méthode NUT-Epsilon

Echangeur à contre courant ($\alpha = -1$)



$$\varepsilon = \frac{Te - Ts}{Te - te}$$

← Efficacité
Définition intuitive →



$$\varepsilon = \frac{ts - te}{Te - te}$$

$$\Delta T(x) = \Delta T(0) \cdot \exp \left[-K \cdot \ell \cdot x \left(\frac{1}{\dot{M}C_p} - \frac{1}{\dot{m}c_p} \right) \right]$$

négatif

$$\Delta T(x) = \Delta T(0) \cdot \exp \left[-K \cdot \ell \cdot x \left(\frac{1}{\dot{M}C_p} - \frac{1}{\dot{m}c_p} \right) \right]$$

positif

Méthode NUT-Epsilon

On définit le Nombre d'Unité de Transfert (sans dimension) :

$$NUT = \frac{KS}{\dot{C}_{\min}}$$

et le rapport des débits « capacitifs »

$$R = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} \leq 1$$

Pour un échangeur à contre-courant :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT \cdot (1 - R)]}{1 - R \cdot \exp[-NUT \cdot (1 - R)]} \quad \text{si } R < 1$$

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad \text{si } R = 1$$

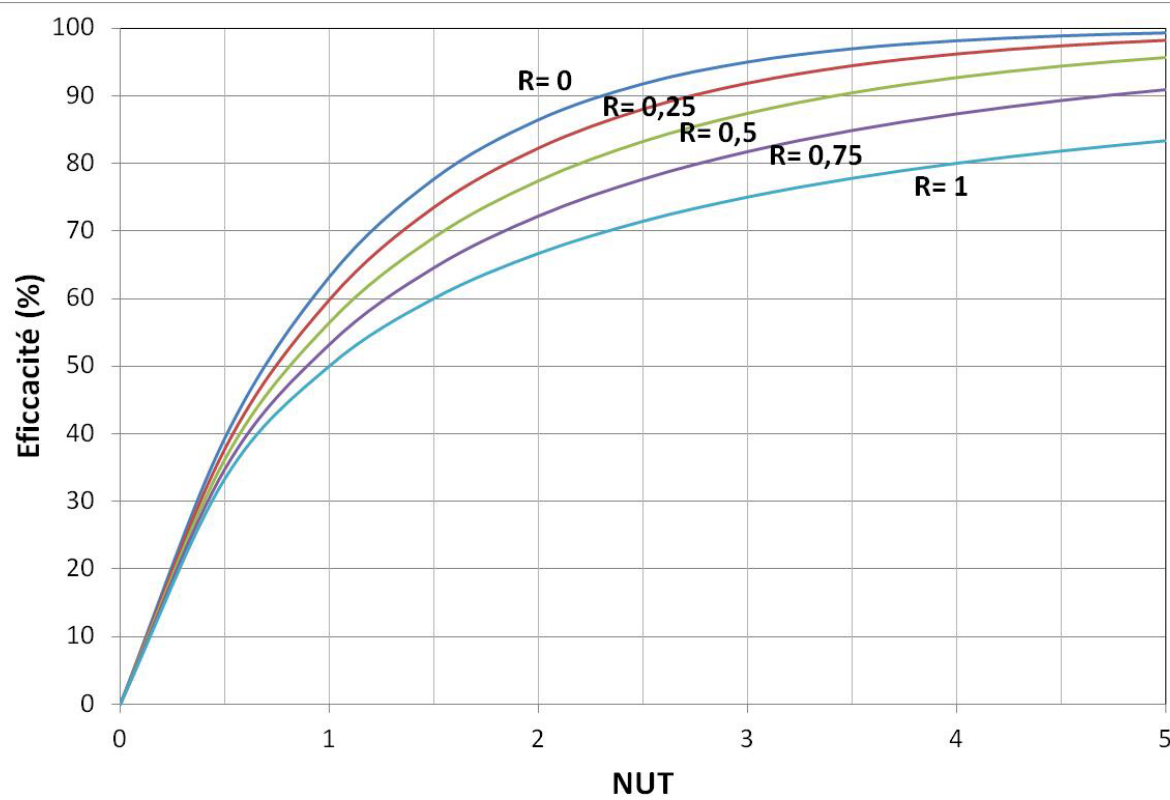
Pour un échangeur à co-courant:

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

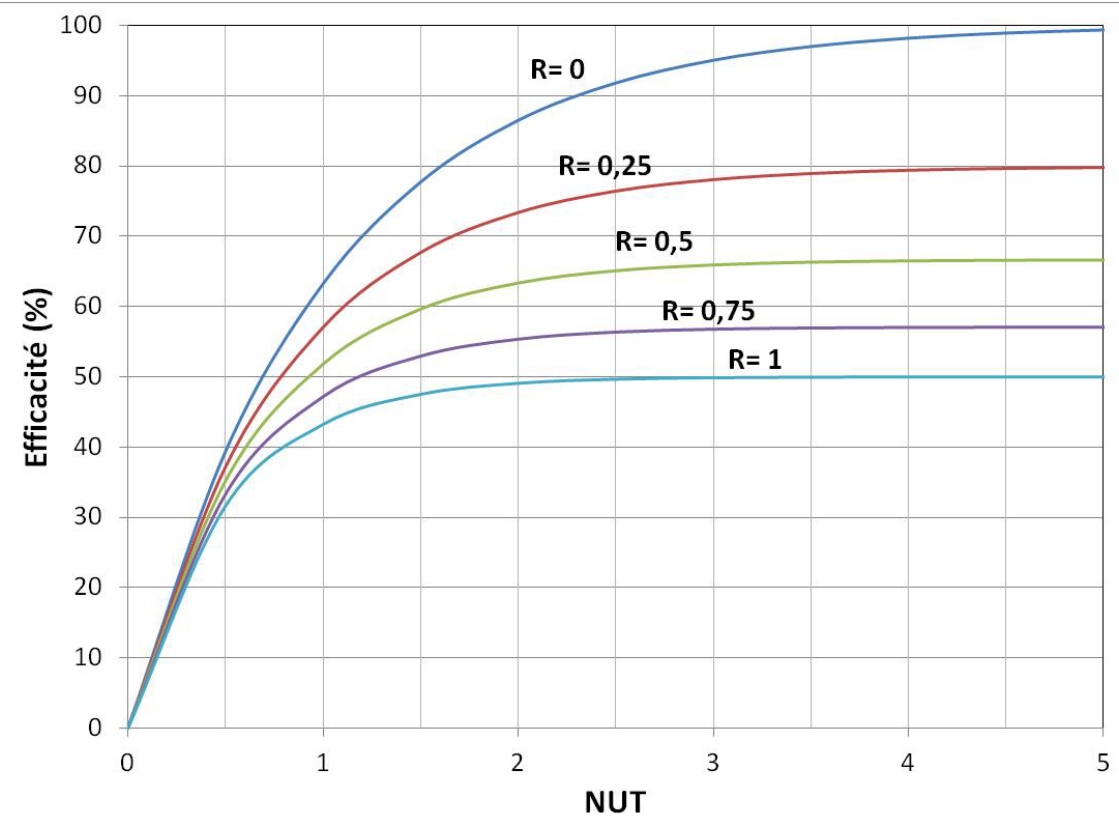
ECHANGEURS

Efficacité en fonction de NUT et R

Échangeur Contre courant

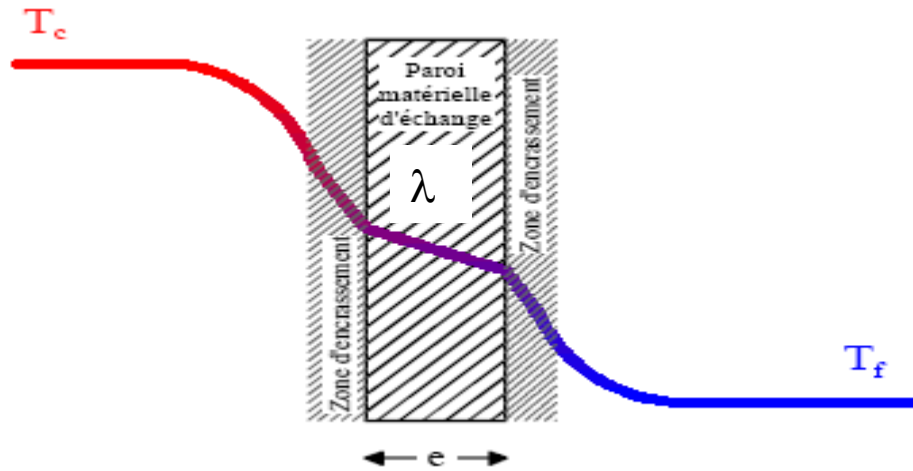


Échangeur Co courant



Coefficient d'échange global

Représentation schématisque du transfert de chaleur au travers d'une paroi d'échangeur :



$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{H \cdot S} + \frac{r_e^c}{S} + \frac{e}{\lambda \cdot S} + \frac{r_e^f}{S} + \frac{1}{h \cdot S}$$

Ordres de grandeur des coefficients d'échange convectif

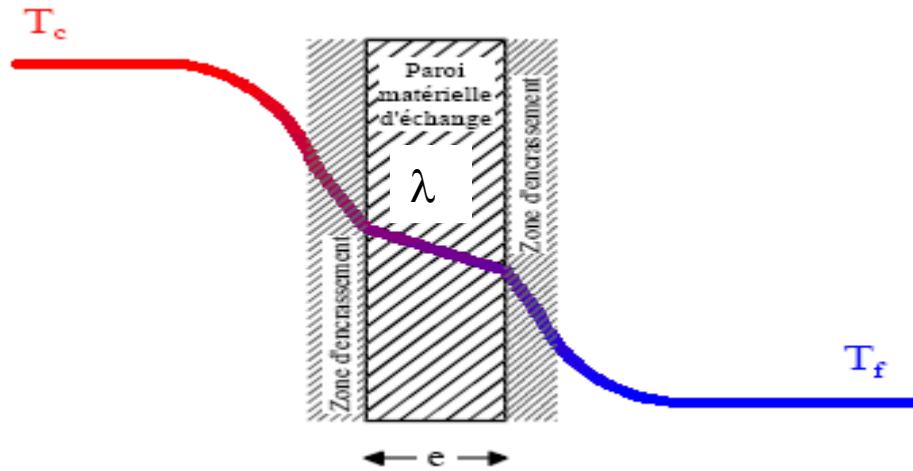
Fluides et conditions	Coefficient d'échange convectif h (W.m ⁻² .K ⁻¹)
Gaz en convection forcée	30 < h < 300
Gaz en convection naturelle	10 < h < 30
Eau en convection forcée	300 < h < 10000
Eau en convection naturelle	100 < h < 900
Condensation	50000 < h < 110000
Ébullition	3000 < h < 50000

Ordres de grandeur des conductivités thermiques

Matériau	Conductivité thermique λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Conductance λ/e (W.m ⁻² .K ⁻¹)		
		Epaisseurs		
		0.5 mm	1 mm	2 mm
Acier	40-50	80000	40000	20000
Acier Inox	15-20	40000	20000	10000
Aluminium	200	400000	200000	100000
Cuivre	380	760000	380000	190000

Coefficient d'échange global

Représentation schématisque du transfert de chaleur au travers d'une paroi d'échangeur :



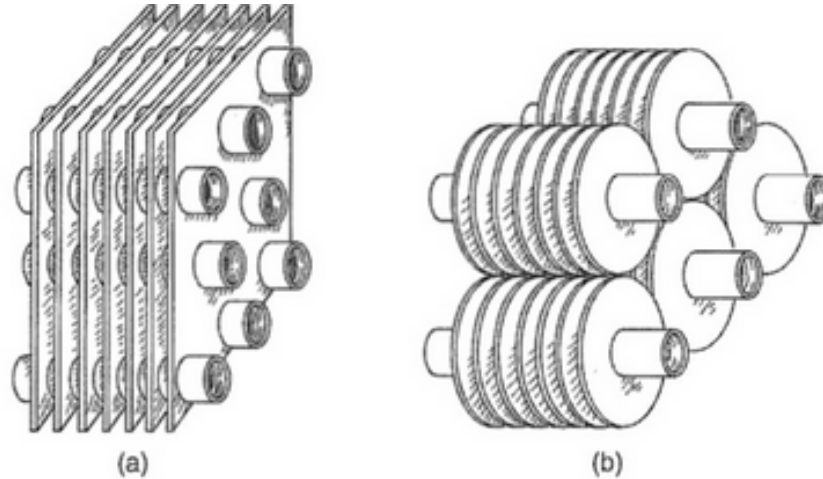
$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{H \cdot S} + \frac{r_e^c}{S} + \frac{e}{\lambda \cdot S} + \frac{r_e^f}{S} + \frac{1}{h \cdot S}$$

Ordres de grandeur des résistances d'encrassement

Fluides et conditions	Résistance d'encrassement ($m^2.K.W^{-1}$)
Eau de mer ($T < 50^\circ C$)	1×10^{-4}
Eau de mer ($T > 50^\circ C$)	2×10^{-4}
Eau de ville ($T < 50^\circ C$)	2×10^{-4}
Eau de ville ($T > 50^\circ C$)	3.5×10^{-4}
Eau d'alimentation traitée pour chaudière	1×10^{-4}
Eau de refroidissement moteur	1 à 2×10^{-4}
Air industriel	4×10^{-4}
Liquides réfrigérants	2×10^{-4}
Fluides hydrauliques	2×10^{-4}
Huiles de lubrification de moteurs	2×10^{-4}
Fumées de combustibles gazeux (propre)	2 à 5×10^{-4}
Fumées de combustibles lourds (fortement encrassant)	5 à 40×10^{-4}

Coefficient d'échange global

Cas d'un échangeur air-eau : Pourquoi ajoute-t-on des ailettes côté air ?



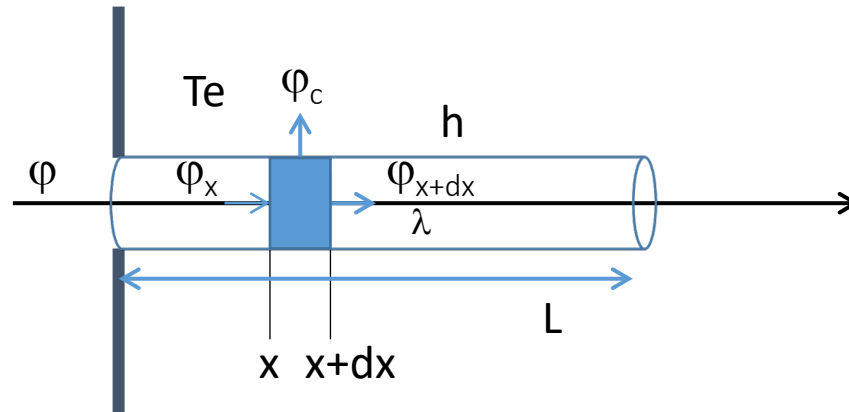
$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{H \cdot S} + \frac{r_e^c}{S} + \frac{e}{\lambda \cdot S} + \frac{r_e^f}{S} + \frac{1}{h \cdot S}$$

La conductance globale de l'échangeur, KS , est limitée par le coefficient convectif côté air, beaucoup plus faible que celui côté eau.

On ajoute artificiellement une surface d'échange côté air pour équilibrer les résistances thermiques côté air et côté eau.

Amélioration de la conductance côté air – Ajout d'ailettes

Soit une ailette de diamètre d , de section S , de longueur L et de périmètre $P=\pi.d$ suffisamment conductrice pour considérer le problème unidirectionnel. h est le coefficient d'échange convectif à la surface de l'ailette et T_e la température du milieu extérieur.



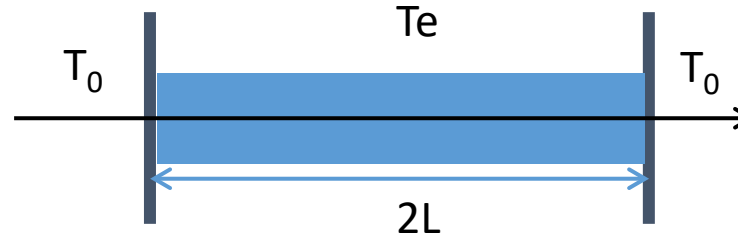
On impose un flux ϕ constant à l'une des extrémités de l'ailette. Le bilan sur le petit élément dx en régime permanent s'écrit :

$$-\lambda \cdot S \frac{dT}{dx} \Big|_x + \lambda \cdot S \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} + h \cdot P dx [T_e - T(x)] = 0$$

$$\lambda \cdot S \frac{d^2 T}{dx^2} - h \cdot P [T(x) - T_e] = 0 \quad \text{On pose} \quad \alpha^2 = \frac{h \cdot P}{\lambda \cdot S}$$

Amélioration de la conductance côté air – Ajout d'ailettes

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \alpha^2[T(x) - T_e] = 0$$



Conditions aux limites :

- On suppose ici $T(x=0)$ maintenue à une température constante égale à T_0 (cas d'un échangeur alimenté en fluide à température constante)
- On suppose ici en $x=L$ que le flux est nul (c'est souvent le cas, les ailettes vont généralement d'un tube à un autre. Il en découle une condition limite de symétrie à égale distance entre les tubes imposant un flux nul au centre de l'ailette)

$$-\lambda \cdot S \frac{dT}{dx} \Big|_{x=L} = 0$$

Dans ce cas, la solution s'écrit :

$$\frac{T(x) - T_e}{T_0 - T_e} = \frac{\cosh(\alpha(L - x))}{\cosh(\alpha L)}$$

La puissance totale dissipée par l'ailette peut s'écrire à l'abscisse $x=0$:

$$\Phi = -\lambda \cdot S \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = \sqrt{\lambda S \cdot hP} (T_0 - T_e) \tanh(\alpha L)$$

Amélioration de la conductance côté air – Ajout d'ailettes

Efficacité d'ailette :

On définit l'efficacité d'ailette par rapport à une ailette idéale de conductivité infinie dont la température serait uniforme et égale à T_0 . Elle échangerait sur toute la longueur L de l'ailette :

$$\Phi = hPL(T_0 - T_e)$$

il vient pour une ailette cylindrique

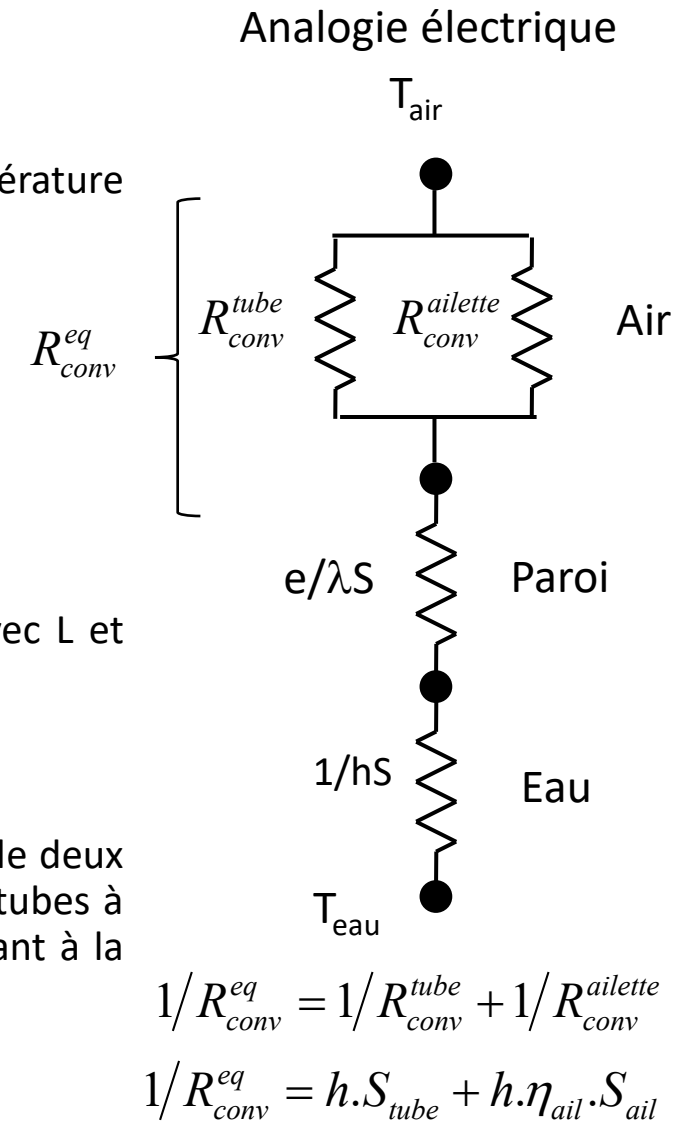
$$\eta = \frac{\tanh(\alpha L)}{\alpha L}$$

- Plus la longueur L est grande, moins l'ailette est efficace. Cependant la surface d'échange croît avec L et donc la puissance échangée augmente.
- Plus elle est conductrice, plus elle est efficace.

Dans la pratique, on choisit des ailettes avec des efficacités de l'ordre de 0,8 à 0,9.

Le **flux évacué** par une surface comprenant des ailettes peut s'écrire simplement comme la somme de deux résistances en parallèle : Celle représentant la surface de base (par exemple, la surface externe des tubes à laquelle on aura retranché la surface de contact entre les tubes et les ailettes) et celle correspondant à la surface des ailettes

$$\Phi = hS_{tube}(T_{tube} - T_e) + h\eta_{ail}S_{ail}(T_{tube} - T_e)$$



Echangeurs quelconques

En général, les échangeurs du commerce diffèrent dans leur conception de l'échangeur contre-courant.

Dans le cas d'échangeurs plus complexes, on utilise toujours la méthode ΔTLM que l'on corrige d'un facteur F issu d'abaques.

$$\Phi = F \cdot KS \cdot \Delta TLM$$

ΔTLM est calculé dans le cas d'un échangeur à contre courant

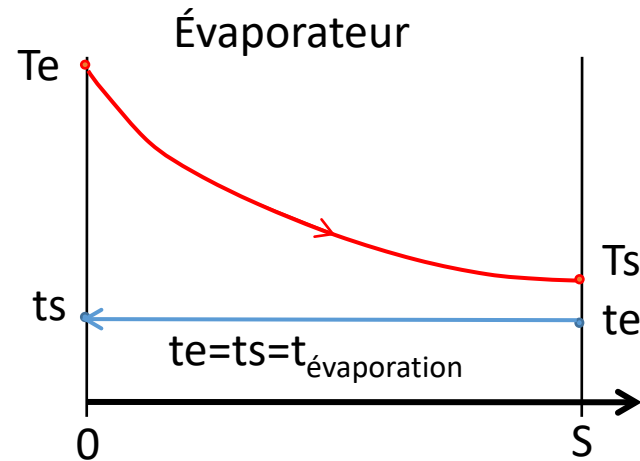
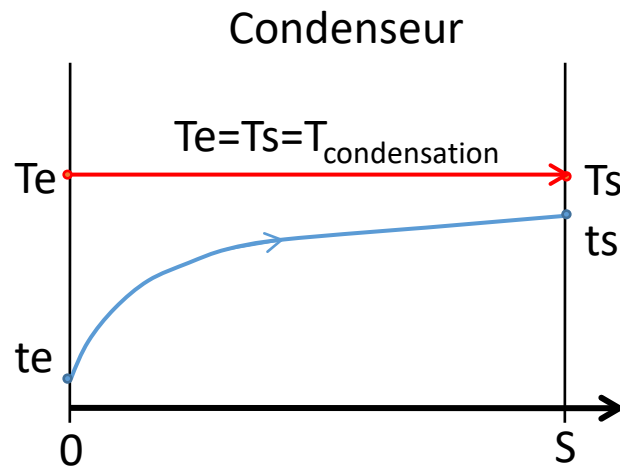
De façon générale, le facteur F est sélectionné à partir de deux grandeurs R et P :

$$R = \frac{\dot{m} \cdot c}{\dot{M} \cdot C} = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \qquad P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e}$$

$\dot{m} \cdot c$ fait ici référence au débit capacitif dans les tubes (ou côté froid)

$\dot{M} \cdot C$ fait ici référence au débit capacitif à l'extérieur des tubes (ou côté chaud)

Echangeurs frigorifiques

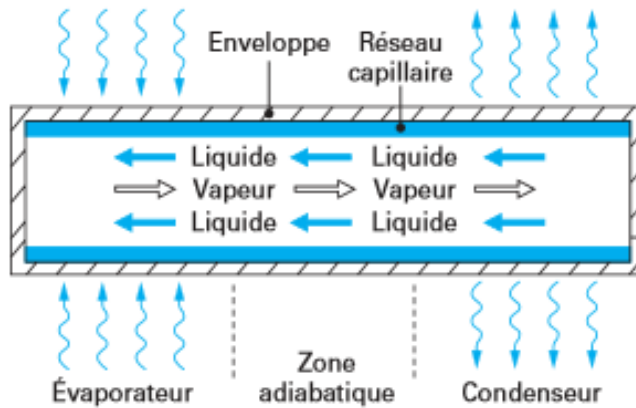


Sans désurchauffe ni sous-refroidissement, et si le coefficient d'échange global peut être considéré comme constant :

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

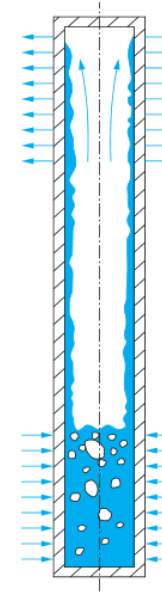
Dans la plupart des cas, on a une légère surchauffe dans l'évaporateur et une désurchauffe dans le condenseur. Par ailleurs, pour les titres vapeur supérieurs à 75%, le coefficient de transfert côté fluide frigorigène chute brutalement ce qui ne permet plus de considérer le coefficient global de transfert comme constant. Pour le dimensionnement, il faut scinder en plusieurs parties telles que le coefficient d'échange global de transfert soit constant ou varie linéairement sur chacune d'entre elles.

Caloducs



Caloduc (capillaire)

Thermosiphon diphasique



- Un caloduc est une enceinte étanche qui contient un liquide en équilibre avec sa vapeur en absence totale d'air ou tout autre gaz
- Il permet
 - Transmettre des flux thermiques élevés avec un faible écart de température ;
 - Transmettre un flux thermique variable à température constante ;
 - Uniformiser la température d'une structure soumise à des variations de température ;
 - Adapter la densité de flux thermique entre une source chaude et une source froide de surfaces très différentes.

ECHANGEURS

Choix de technologie

