

Chapitre V. Calcul des Echangeurs

V.1. Introduction

L'échangeur de chaleur, instrument clé du thermicien ou de l'énergéticien permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux milieux. Il est indispensable dans de nombreuses applications courantes, chauffage, climatisation, réfrigération, refroidissement électronique, en génie des procédés, pour le stockage d'énergie ou la production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir d'énergie thermique.

On a préféré ce thème parce que les échangeurs sont utilisés dans une large variété d'applications, ceux-ci incluent la production d'énergie ; les industries alimentaires ; les industries de procédés chimiques ; dans le domaine d'électronique; technologie environnementale; rétablissement de chaleur résiduelle; industrie; et climatisation, réfrigération ; et applications de l'espace.

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Le but principal du calcul des échangeurs de chaleur consiste à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge c'est-à-dire avoir un compromis entre la maximisation du transfert et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours à optimiser les coûts d'investissement.

Au cours de cet exposé, on abordera d'abord un bref aperçu sur les échangeurs, en commençant avec une étude de transfert de chaleur , ensuite avoir une idée sur les études de la perte de charge , d'autre part on a créé une méthode de calcul d'un échangeur double tube et à faisceau et calandre, puis après évoquer une considération générales sur le calcul d'un appareil à faisceau et calandre et programmation du calcul, et on termine avec une conclusion.

V.2. Généralités

V.2.1. Définition

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement.

V.2.2. Principe général de fonctionnement

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduites qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection.

V.2.3. Types d'échangeurs

Il existe différents types d'échangeurs, notamment à double tube, calandre et tube, à ailettes/ventilateur, à plaques, à bloc de carbone, à serpentin et à enveloppe. Ce titre est principalement de nature générale, ne considérant que les échangeurs à calandre et à tubes, à plaques et châssis, à spirale et à refroidissement par air (ailettes/ventilateur) dans les moindres détails. Les vendeurs d'équipements sont cependant susceptibles d'être utiles en offrant des conseils sur la disposition d'autres types d'échangeurs de chaleur.

Bien que la sélection du type d'échangeur de chaleur ne soit pas un problème pour les concepteurs d'implantation, ils doivent comprendre que le type de service d'échange de chaleur dicte dans une certaine mesure le type d'échangeur sélectionné par l'ingénieur de procédé, ainsi qu'affecte indirectement l'implantation.

Des exemples de différentes fonctions d'échange de chaleur sont :

- ✓ Échange de chaleur sensible entre deux flux de processus ;
- ✓ Refroidissement à l'air ou à l'eau -Froid avec réfrigérant ;
- ✓ Chauffage à la vapeur, à l'eau chaude ou à d'autres fluides thermiques ;
- ✓ Condensation utilisant de l'eau froide ou un flux de processus ;
- ✓ Vaporisation avec de la vapeur ou un flux de processus chaud ;
- ✓ Génération de vapeur à partir d'un processus chaud ou d'un flux de déchets.

Les échangeurs tubulaires à calandre et tubes fixes sont généralement utilisés lorsque les différences de température entre le fluide côté calandre et côté tube sont faibles, en fonction des matériaux de l'enveloppe et du tube. Un joint de dilatation dans la calandre étend la portée, mais en cas d'écart de température important, des échangeurs à tête flottante ou de type « U » sont utilisés.

V.2.4. Classification des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiples façons, ainsi dans ce qui suit, on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants :

- ✓ **Classification selon leurs procédés de transfert thermique selon leurs procédés de transfert** : les échangeurs de chaleur sont classés en deux types : à contact direct et à contact indirect.
- ✓ **Classification selon la compacité de surface** : Cette autre classification, arbitraire, se base sur le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux catégories : échangeurs compacts et non-compacts.
- ✓ **Classification suivant la construction échangeurs de chaleur tubulaires** : coaxial, multitubulaire, tube et calandre, double tubes coaxiaux et calandre échangeurs de chaleur à plaques-étanches, bobine de tôle en spirale, lamelles, etc.
- ✓ **Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange** : les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium, etc. et les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique, etc.
- ✓ **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).

V.3. Etude de transfert de chaleur

V.3.1. Equations fondamentales

L'équilibre thermique qui se réalise entre deux corps de températures différentes est dû à un échange de chaleur entre ces deux corps. Le sens commun permet de constater que la température finale dépend non seulement des températures initiales mais aussi de la masse des deux corps en contact ainsi que de leur nature.

Ainsi, de façon plus générale, on exprimera la quantité de chaleur Q absorbée ou cédée par un corps de masse m dont la température évolue de T_{ini} (température initiale) à T_{fin} (température finale) par :

$$Q = m C (T_{fin} - T_{ini}) \quad (V.1)$$

La chaleur spécifique C , caractérise la nature du corps. C'est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à l'unité de masse. La chaleur spécifique s'exprime donc en ($J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$). Le produit **m.C** est la capacité calorifique et s'exprime en ($J \text{ K}^{-1}$).

La différence de température entre un courant chaud et un courant froid dans un échangeur de chaleur est :

$$\Delta T_m = T_{fin} - T_{ins} \quad (V.2)$$

L'énergie totale échangée entre les deux courants est déterminée par l'équation suivante :

$$Q = UA \Delta T_m \quad (V.3)$$

Q représente la quantité de chaleur transférée par unité de temps. Il est à noter que la méthode utilisée pour obtenir la valeur de la constante UA de chaque échangeur de chaleur ne repose pas sur la connaissance de la géométrie de l'échangeur de chaleur, réduisant considérablement la complexité de la modélisation des échangeurs de chaleur.

V.3.2. Différence moyenne de température

✓ 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 :

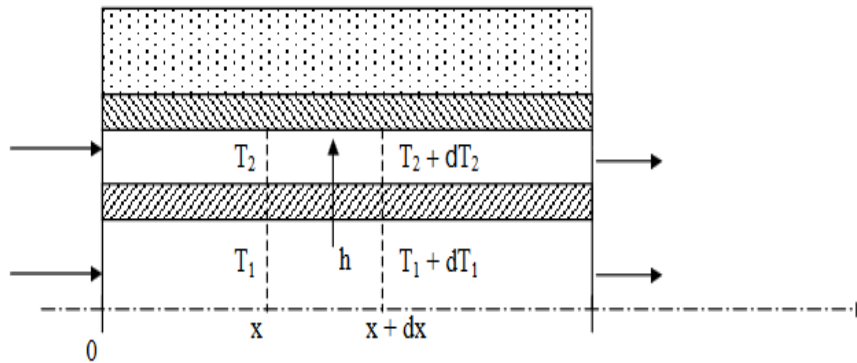


Figure V.1. Schéma des flux élémentaires dans un échangeur tubulaire simple

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 :

$$-q_{c1} dT_1 = h dS_2 (T_1 - T_2) \quad (V.4)$$

L'équation du bilan thermique s'écrit :

$$\frac{dT_1}{T_1 - T_2} = - \frac{h dS_2}{q_{c1}} \quad (V.5)$$

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 :

$$q_{c1}(T_{1e} - T_2) = q_{c2}(T_2 - T_{2e}) \quad (V.6)$$

D'où

$$T_2 = T_{2e} + \frac{q_{c1}}{q_{c2}} (T_{1e} - T_1) \quad (V.7)$$

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

$$-\int_0^{S_2} \frac{dS_2}{q_{c1}} = \int_{T_{1e}}^{T_{1s}} \frac{dT_1}{T_1 - \frac{q_{c1}}{q_{c2}}(T_{1e} - T_1) - T_{2e}} = \int_{T_{1e}}^{T_{1s}} \frac{dT_1}{\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_1 - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right)} \quad (\text{V.8})$$

D'où :

$$-\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_1 - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right) \right]_{T_{1e}}^{T_{1s}} \quad (\text{V.9})$$

Soit :

$$-\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \left\{ \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_{1s} - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right) \right] - \ln \left[\left(1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\right)T_{1e} - \left(\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e}\right) \right] \right\} \quad (\text{V.10})$$

$T_{1e} - T_{2e}$

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

$$\varphi = q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2}(T_{2s} - T_{2e}) \quad (\text{V.11})$$

Permet d'écriture :

$$\frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1e} + T_{2e} = \frac{q_{c1}}{q_{c2}}T_{1s} + T_{2s} \quad (\text{V.12})$$

En reportant dans l'équation intégrée, il vient :

$$-\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} \ln \left(\frac{T_{1s} - T_{2s}}{T_{1e} - T_{2e}} \right) \quad (\text{V.13})$$

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

$$\frac{1}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}} = \frac{1}{1 + \frac{T_{2s} - T_{2e}}{T_{1e} - T_{1s}}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{1s} + T_{1s} - T_{2e}} \quad (\text{V.14})$$

D'où la relation :

$$-\frac{hS_2}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{1s} + T_{2s} - T_{2e}} \ln \left(\frac{T_{1s} - T_{2s}}{T_{1e} - T_{2e}} \right) \quad (\text{V.15})$$

$T_{1e} - T_{2e}$ 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 $\Delta T_s = T_{1s} - T_{2s}$.

L'expression précédente peut alors se mettre sous la forme :

$$q_{c1}(T_{1e} - T_{1s}) = hS_2 \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (\text{V.16})$$

Le premier membre de cette équation représente le flux de chaleur total φ transféré dans l'échangeur. Le rapport : $\frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e})}$ est la moyenne logarithmique (MLDT) de l'écart ΔT entre l'entrée et la sortie de l'échangeur

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

$$\varphi = h S_2 \Delta T_m \quad (\text{V.17})$$

Avec :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}} \quad (\text{V.18})$$

$$\begin{cases} \Delta T_s = T_{1s} - T_{2s} \\ \Delta T_e = T_{1e} - T_{2e} \end{cases}$$

La distribution des températures des fluides le long de l'échangeur présente l'allure suivante :

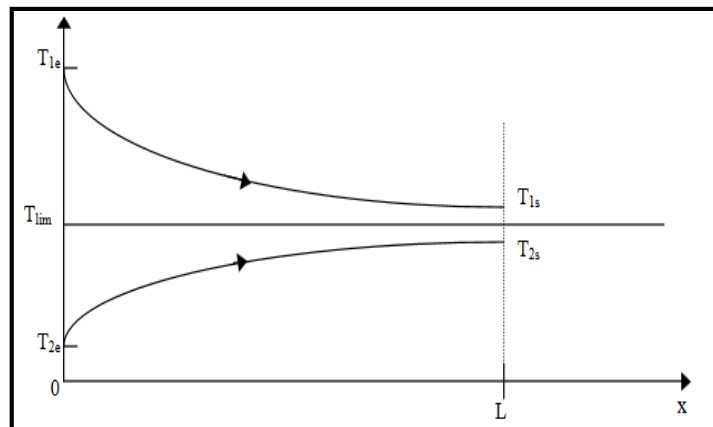


Figure V.2. Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à Co-courant

✓ Fonctionnement à contre-courant

On montre que la relation (V.18) 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 :

$$\begin{aligned} \Delta T_s &= T_{1s} - T_{2e} \\ \Delta T_e &= T_{1e} - T_{2s} \end{aligned}$$

V.3.3. Coefficient de transfert globale

Déterminer un coefficient global de l'échange thermique, U constitue l'un des aspects incertains d'échangeur thermique. Cela provient de la dégradation continue de l'échangeur. Il est défini par la relation suivante :

$$d\Phi = U(T_c - T_f)dA \quad (V.19)$$

Dans un échangeur de chaleur, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid provient essentiellement de ces phénomènes :

- ✓ Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide,
- ✓ Conduction à travers cette paroi solide,
- ✓ Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.

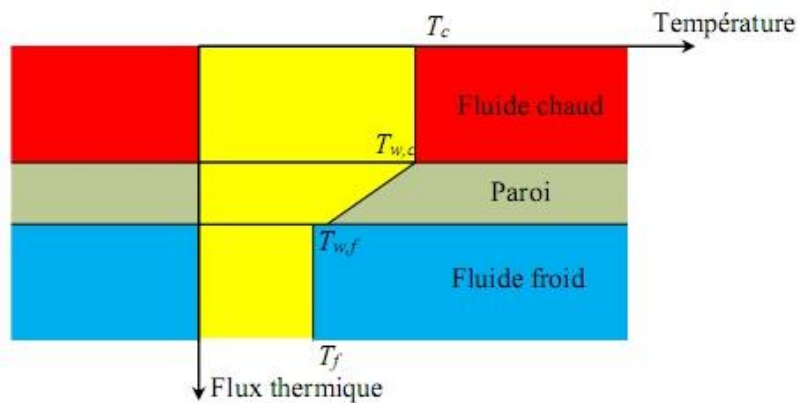


Figure V.3. Profil de température à travers un élément de surface

La résistance thermique convective du fluide chaud est : $1/h_c A$ (h_c est le coefficient de convection du fluide chaud)

La résistance thermique convective du fluide froid est : $1/h_f A$ (h_f est le coefficient de convection du fluide froid)

La résistance thermique de conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ est : $e/\lambda A$

L'expression de flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c A} + \frac{e}{\lambda A} + \frac{1}{h_f A}} \quad (V.20)$$

Ainsi on a :

$$\Phi = UA (T_c - T_f) \implies U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda A} + \frac{1}{h_f A}} \quad (V.21)$$

Pour se rapprocher plus aux phénomènes dans un échangeur réel, on prendra compte de :

- ✓ Dans la relation (V.21), la surface d'échange A côté chaud et côté froid est supposé la même. Mais dans la pratique, l'étendue de la surface d'échange n'est pas toujours la même, au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange A_c et A_f , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud - et on le notera U_c - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera U_f .
- ✓ De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires R_c et R_f s'opposant à l'échange.

Donc, la performance de l'échangeur sera déduite par le calcul d'un des coefficients d'échange global suivants :

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_c + \frac{e}{\lambda} \frac{A_c}{A_m} + (R_f + \frac{1}{h_f}) \frac{A_c}{A_f}} \quad (V.22)$$

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_f + \frac{e}{\lambda} \frac{A_f}{A_m} + (R_c + \frac{1}{h_c}) \frac{A_f}{A_c}} \quad (V.23)$$

A_f : l'aire de la surface d'échange côté froid, (m^2)

A_c : l'aire de la surface d'échange côté chaud, (m^2)

A_m : l'aire de la surface d'échange moyenne, (m^2)

R_c et R_f sont les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en ($m^2.C$)/W.

U_c et U_f s'expriment en W/($m^2.C$).

U est défini en fonction de la résistance thermique totale à l'échange thermique entre les deux fluides et il peut s'écrire de la manière suivante :

$$\frac{1}{U A} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{h_f A_f} + \frac{R_f}{A_f} + R_{\text{paroi}} + \frac{R_c}{A_c} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (V.24.a)$$

En outre, nous savons que des ailerons (ailettes) sont souvent ajoutés à l'un des surfaces exposées ou aux deux fluides, la superficie augmente et la résistance globale au transfert thermique se réduit.

En conséquence, avec l'inclusion de l'effet d'ailettes (surface prolongée), le coefficient global de transfert thermique est modifié comme suit :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 hA)_f} + \frac{R_f}{(\eta_0 A)_f} + R_{\text{paroi}} + \frac{R_c}{(\eta_0 A)_c} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_c} \quad (\text{V.24.b})$$

La quantité η_0 dans l'équation (V.24.b) est l'efficacité globale de la surface ailette. Le taux de transfert thermique pour la surface chaude ou froide est :

$$\Phi = \eta_0 h_a (T_b - T_\infty) \quad (\text{V.25})$$

Où T_b est la température de la surface de base, A est la superficie de la surface totale.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_\xi) \quad (\text{V.26})$$

Avec : A_f est la surface ailettée totale, η_ξ est l'efficacité de la surface d'une ailette.

V.4. Etude des pertes de charge

V.4.1. Perte de charge linéaire (à l'intérieur) de tube

Soit une conduite cylindrique horizontale de diamètre invariable d , dans laquelle s'écoule un fluide à une vitesse U . Supposons que l'on dispose sur cette conduite en deux endroits éloignés d'une longueur L , deux tubes manométriques permettant de mesurer la pression statique.

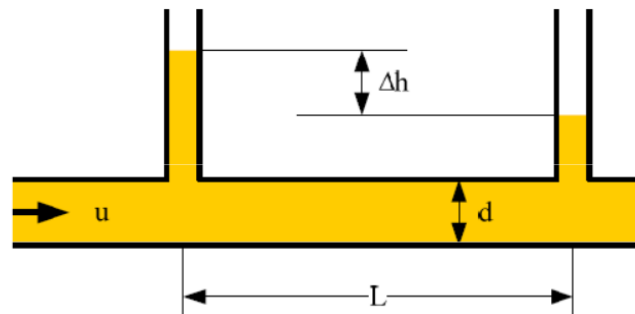


Figure V.4. Chute de pression par l'effet du frottement.

On constate que la hauteur du fluide est plus grande dans le tube amont que dans le tube aval. La différence des deux niveaux donne la hauteur de fluide correspondant à la perte de charge

Δh . Les pertes de charge linéaires sont proportionnelles à la longueur L de la conduite(m), inversement proportionnelles à son diamètre d (m), proportionnelle au carré de la vitesse débitante V du fluide (m /s). Elle est calculée par la formule de Darcy – Weisbach :

$$\Delta H_L = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (V.27)$$

Détermination de la valeur λ

✓ Perte de charge en écoulement laminaire

Soit une conduite circulaire, dans laquelle l'écoulement est laminaire. Considérant une particule de fluide cylindrique de rayon r et de longueur L . Les forces agissant sur cette particule sont : les forces de pression et les forces de frottement.

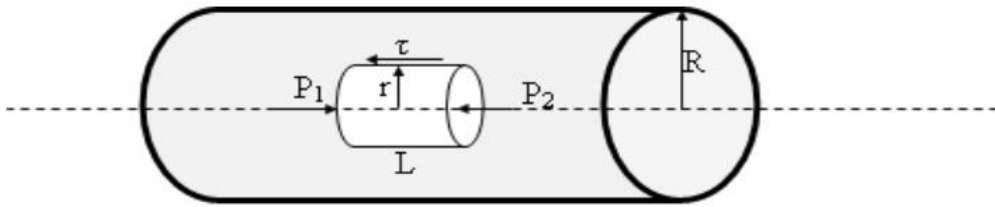


Figure V.5. Forces agissant sur un élément cylindrique

Le régime étant permanent, on peut écrire :

$$\sum \vec{F} = 0 \quad \Rightarrow \quad (p_1 - p_2) \pi r^2 = \tau (2\pi r L) \quad \Rightarrow \quad \tau = \frac{(p_1 - p_2)r}{2L} \quad (V.28)$$

Où τ est le contrainte de cisaillement exprimé par :

$$\tau = -\mu \frac{dV}{dr} \quad (V.29)$$

En combinant ces deux équations et solutionnant pour dV on obtient :

$$dV = - \frac{(p_1 - p_2)}{2\mu L} r dr = - \frac{\Delta P}{2\mu L} r dr \quad (V.30)$$

On intègre cette équation de $r = 0$ à r et déterminer la constante d'intégration en utilisant la condition de $u = 0$ pour $r = R$ (sur la paroi), on obtient le profil de vitesse :

$$V(r) = \frac{\Delta p}{4\mu L} (R^2 - r^2) \quad (V.31)$$

Pour $r = 0$, $u = u_{\max}$; ainsi, on peut obtenir le profil de vitesse sans dimension comme :

$$\frac{v}{v_{max}} = 1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \quad (\text{V.32})$$

La vitesse moyenne et le débit sont obtenus en l'intégrant de $r = 0$ à $r = R$:

$$Q = \frac{\pi R^4}{8\mu} \left(\frac{\Delta p}{L}\right) \text{ et } V = \frac{Q}{S} = \frac{R^2}{8\mu} \left(\frac{\Delta p}{L}\right) \quad (\text{V.33})$$

D'après l'équation du débit, on tire ΔP :

$$\Delta P = \frac{8\pi L}{\pi R^4} Q = \frac{8\mu L}{R^2} V \quad (\text{V.34})$$

Mais la perte de charge sur L (m) est :

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (\text{V.35})$$

Alors :

$$\Delta H = \frac{8\mu L}{\rho g R^2} V = \frac{32\mu L}{\rho g D^2} V \quad (\text{V.36})$$

On peut écrire cette équation sous la forme de l'équation de Darcy :

$$\Delta H = \frac{64\mu}{\rho D V} \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = \frac{64}{Re} \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{V.37})$$

λ étant le coefficient de la perte de charge :

$$\text{Pour } Re < 2200 : \quad \lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{V.38})$$

✓ Perte de charge en écoulement turbulent

Lorsqu'un écoulement en conduite est turbulent ($Re > 2200$), le profil de vitesse n'est plus parabolique comme c'est le cas en régime laminaire. Il s'uniformise sur un large domaine autour de l'axe et présente en conséquence une brusque variation au voisinage des parois (figure V.6). Les pertes de charge régulières sont donc essentiellement dues aux frottements visqueux entre les particules fluides situées près des parois de la conduite. Il en résulte que les propriétés de la paroi jouent un rôle important et que notamment sa rugosité devient un paramètre non négligeable.

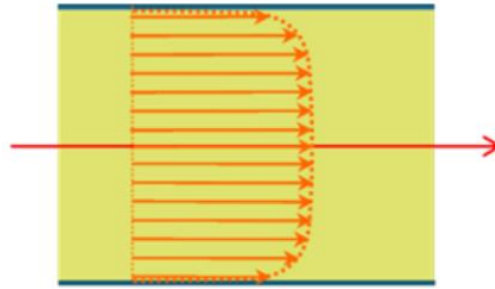


Figure V.6. Profil d'écoulement turbulent

Nikuradse (1931-1933) a effectué toute une série de mesures des pertes de charge dans des conduites dont la paroi intérieure était enduite d'une couche régulière de grains de sable. Il a observé qu'à partir d'une certaine valeur du nombre de Reynolds, le coefficient λ restait constant quel que soit Re , sa valeur ne dépend que la rugosité relative de la canalisation (domaine horizontale). Ses résultats sont résumés par la courbe suivante.

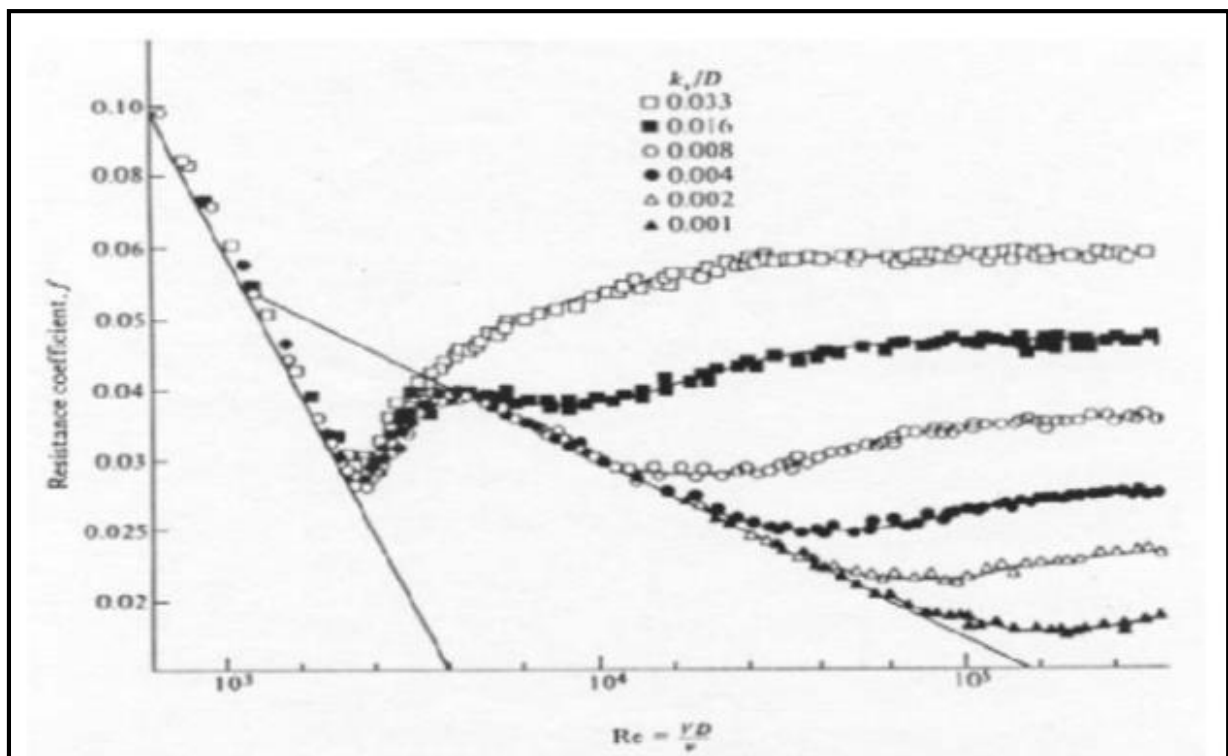


Figure V.7. Diagramme de perte de charge de Nikurdse.

On peut dévisée cette courbe en quatre domaine en fonction du nombre de Reynolds :

$$2200 < Re < 10^5$$

Le coefficient de perte de charge est donné par la relation de Blasius :

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (V.39)$$

Formule dans laquelle la rugosité n'intervient pas, on parle d'écoulement turbulent lisse.

Re > 10⁵ jusqu'à l'horizontale

Le coefficient de perte de charge est donné par l'équation de Von Karman :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (V.40)$$

V.4.2. Pertes de charge singulières (à extérieur) des tubes

Chaque fois que le régime d'un fluide se trouve perturbé brusquement, c'est à dire que la vitesse varie rapidement en direction ou en grandeur, les tourbillons produits donnent lieu à un frottement supplémentaire qui s'ajoute aux frottements dus à la viscosité et aux parois du tube. Ces perturbations engendrent des pertes de charge appelée perte de charge singulière. Les principales pertes de charge singulières se produisent à l'entrée de la conduite, dans les rétrécissements ou élargissements de section, dans les coudes et les branchements, ainsi que dans les organes divers disposés sur la tuyauterie (vannes, filtres, clapets, etc). On a l'habitude d'exprimer ces pertes de charge par la formule suivante :

$$\Delta H_s = K \frac{V^2}{2g} \quad (V.41)$$

Où K est en fonction des caractéristiques géométriques et du nombre de Reynolds.

V.5. Méthodes de calcul

V.5.1. Calcul d'un échangeur double tube

La longueur des tubes à installer dans le cas d'un échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre est calculée pour les mêmes données de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre ci-dessus :

Dans ce cas, on pose concentriquement dans chaque tube de diamètres intérieur/extérieur un tube de diamètres intérieur/extérieur (d_2/d_1) inférieur que le premier tube.

Les débits de fluide 1 circulant côté calandre et à l'intérieur des tubes intérieurs de diamètres intérieur/extérieur (d_2/d_1) sont égaux à la moitié du débit total de fluide 1 refroidi dans l'échangeur de chaleur à tubes et calandre ci-dessus.

Fluide 2 de refroidissement passe à contre-courant dans les passages annulaires formés par l'enveloppe de diamètres (D_2/D_1) et les tubes intérieurs.

$$V_3 = \frac{m_3}{\rho_1 N_{tp} S_{p3}} \quad (V.42)$$

S_{p3} : section de passage intérieure des tubes intérieurs $m_3 = m_1$: débit de dodécane circulant à l'intérieur des tubes intérieurs.

Le calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl donne :

$$Re_3 = \frac{\rho_1 v_3 d_2}{\mu_1} \quad (V.43)$$

Et

$$Pr_3 = Pr_1$$

En utilisant la corrélation de Colburn, le nombre de Nusselt est :

$$Nu_3 = 0.023 Re_3^{0.8} Pr_3^{1/3} \quad (V.44)$$

Le coefficient d'échange de chaleur est :

$$h_3 = \frac{\lambda_1 Nu_3}{d_2} \quad (V.45)$$

Le coefficient d'échange de chaleur h_2 de l'eau dans les passages annulaires est :

$$v_2 = \frac{m_2}{\rho_2 N_{tp} S_{p2}} \quad (V.46)$$

La section de passage S_{p2} est déterminée par :

$$Re_2 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_1^2) \quad (V.47)$$

Le calcul du nombre de Reynolds et du diamètre hydraulique donne :

$$Re_2 = \frac{\rho_2 v_2 d_h}{\mu_2} \quad (V.48)$$

Et

$$d_h = D_2 - d_1$$

En utilisant la corrélation de Colburn, le nombre de Nusselt est :

$$Nu_2 = 0.023 Re_2^{0.8} Pr_2^{1/3} \quad (V.49)$$

Le coefficient d'échange de chaleur est :

$$h_2 = \frac{\lambda_2 Nu_2}{d_k} \quad (V.50)$$

V.5.2. Calcul d'un échangeur à faisceau et calandre

Du côté de la calandre, la vitesse du fluide 1 est :

$$\gamma_1 = \frac{m_1}{\rho_1 N_{td} S_{p1}} = \frac{m_1 p}{\rho_1 D_c S_{p1}} \quad (V.51)$$

Le calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Nusselt donne :

$$Re_2 = \frac{\rho_1 \gamma_1 D_1}{\mu_1} \quad (V.52)$$

$$Nu_1 = 0.36 Re_1^{0.55} Pr_1^{1/3} \quad (V.53)$$

Le coefficient d'échange de chaleur côté calandre est :

$$h_1 = \frac{\lambda_1 Nu_1}{D_1} \quad (V.54)$$

En tenant compte de la résistance conductive de la paroi, le coefficient d'échange de chaleur global $K_{1,2}$ (fluide 1 côté calandre et fluide 2 de refroidissement) et le coefficient d'échange de chaleur global $K_{2,3}$ (fluide 2 de refroidissement et fluide 1 côté tubes intérieurs) sont calculés respectivement par :

$$K_{1,2} = \frac{1}{\frac{D_2}{D_1 h_1} + \frac{D_2}{2\lambda_p} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{h_2}} \quad (V.55)$$

$$K_{2,3} = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1 h_2} + \frac{d_2}{2\lambda_p} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{h_3}} \quad (V.56)$$

Dans ce cas le flux de chaleur est :

$$\phi = (K_{1,2} S_{1,2} F + K_{2,3} S_{2,3}) \Delta T_{ML} \quad (V.57)$$

Avec

$$S_{1,2} = N_t \pi D_2 L$$

$$S_{2,3} = N_t \pi d_2 L$$

D'où la longueur des doubles tubes concentriques dans la calandre est :

$$L = \frac{\phi}{\pi N_t ((K_{1,2} D_2 F + K_{2,3} d_2) \Delta T_{ML})} \quad (V.58)$$

V.6. Conclusion

La conception des échangeurs impose en général des compromis pour répondre au mieux à toutes ces contraintes et il convient de toujours terminer la démarche de conception par un calcul de validation. Donc à travers de cette étude bibliographique consacrée aux échangeurs de chaleurs, on a pu consacrer que : Il existe de nombreuses formes d'échangeurs répondant à des besoins particuliers tels que les échangeurs à tubes et les échangeurs à calandre. Le but de cette étude c'est de faire bilan mécanique sur les échangeurs.

Une présentation détaillée a été réalisé sur les échangeurs de chaleur en particulier l'échangeur à faisceau et calandre et à double tube. Pour ce type d'échangeur, nous avons fait une étude comparative entre deux types d'écoulement (co-courant et contre-courant) à l'aide de différentes méthodes de calcul (ΔT_{ML}), et aussi un dimensionnement mécanique de l'échangeur avec les caractéristiques du fluide. Alors Les performances au niveau de ces appareils dépendant essentiellement des paramètres géométriques (l'épaisseur, la longueur et la largeur, la forme, l'orientation, l'arrangement et la disposition) par apport de l'écoulement du fluide et des paramètres thermo-physiques du fluide en plus le régime d'écoulement.

Les échangeurs de chaleur sont extrêmes répondus dans l'industrie car le transfert d'énergie thermique est au coeur de nombreux processus. Les échangeurs tubulaire à calandre nous a permis de réduisant la consommation d'énergie et une bonne efficacité et capacité thermique ce qui un avantage pour l'économie de l'environnement, mais les échangeurs de chaleurs à double tube jouent un rôle important lorsque la prévention du mélange des fluides est primordiale en cas de fuite .Ils sont largement utilisés, c'est la technologie à privilégier.

Enfin, beaucoup techniques actives sont encore en stade de l'étude sur les échangeurs de chaleurs mais laissent présager de nombreuses possibilités pour des applications très ciblées.