

5 ÉCHANGEURS DE CHALEUR

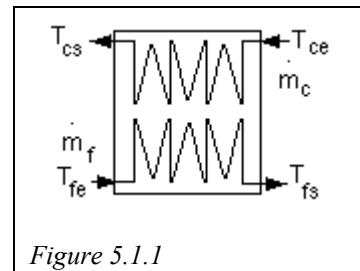
Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et, sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent. Dans de nombreux cas, les fluides restent monophasiques, qu'ils soient gazeux ou liquides. Il existe toutefois trois grandes catégories d'échangeurs dans lesquelles surviennent des changements de phase : les vaporiseurs ou évaporateurs où l'on vaporise un liquide, les condenseurs où une vapeur est liquéfiée, et les vapocondenseurs dans lesquels les deux fluides changent de phase.

Les notions à bien assimiler ici sont les principes de fonctionnement (5.1) et celles d'efficacité (5.2.1) et de pincement (5.2.4).

5.1 PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR

Dans un échangeur, l'écoulement des deux fluides peut s'effectuer dans de multiples dispositions relatives : parallèlement, à contre-courant, de manière croisée...

On peut facilement démontrer que, sur le plan thermodynamique, l'échangeur le plus performant est l'échangeur à contre-courant (figure 5.1.1), mais d'autres préoccupations que l'efficacité thermodynamique entrent en ligne de compte lorsque l'on conçoit un échangeur : les températures maximales admissibles dans l'un des fluides, ou plus souvent des considérations d'encombrement, de poids ou de prix de revient.



Il en résulte que les configurations des échangeurs que l'on rencontre en pratique sont relativement nombreuses.

On peut cependant ramener ces configurations à trois géométries principales :

- les écoulements à contre-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et en sens contraire ;
- les écoulements co-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et dans le même sens ;
- les écoulements croisés, dans lesquels les fluides circulent dans des directions perpendiculaires.

On repèrera le fluide chaud par l'indice c, et le fluide froid par l'indice f. Outre la configuration géométrique, le dimensionnement ou les performances des échangeurs dépendent de nombreux paramètres :

- les débits masses m_c et m_f qui les traversent ;
- les températures d'entrée T_{ce} et T_{fe} et de sortie T_{cs} et T_{fs} des deux fluides ;
- les coefficients d'échange thermique relatifs à chaque fluide U_c et U_f ;
- la résistance thermique $\frac{e}{\lambda}$ de la paroi ;

- la surface A de l'échangeur ;
- les pressions des deux fluides, peu variables ;
- les propriétés thermophysiques des fluides, qui interviennent dans la détermination des coefficients U_c et U_f . Il s'agit essentiellement de la capacité thermique massique c_p , de la masse volumique ρ , de la conductivité thermique λ , et de la viscosité μ .

Dans ce qui suit, nous considérerons que les coefficients d'échange thermique U_c et U_f gardent une valeur constante à tout moment dans la totalité de l'échangeur.

Si cette hypothèse n'est pas vérifiée, il faut alors, pour étudier les performances de l'échangeur, le découper en volumes élémentaires de petite taille, au sein desquels on peut les considérer constants. Les calculs sont alors beaucoup alourdis.

5.1.1 FLUX DE CHALEUR ÉCHANGÉ

On démontre, dans le cas où l'écoulement des fluides est pur (parallèle ou à contre-courant), que le flux de chaleur échangé entre les deux fluides est donné par la formule :

$$\phi = UA \Delta T_{ml} \quad (5.1.1)$$

$$\text{avec } \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_L}} \quad (5.1.2)$$

A étant la surface d'échange, U le coefficient d'échange thermique global (cf. section suivante), ΔT_{ml} la différence de températures moyenne logarithmique, et ΔT_0 et ΔT_L les différences de température des fluides respectivement à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, avec la convention : $\Delta T_0 > \Delta T_L$.

Il faut prendre garde à ce qu'il s'agit des différences de température entre les deux fluides, à l'entrée et à la sortie de l'échangeur (cotes 0 et L), et non des écarts de température d'entrée ($T_{ce} - T_{fe}$) et de sortie ($T_{cs} - T_{fs}$) des deux fluides.

Sur l'exemple de la figure 5.1.2, on aura :

$$\Delta T_0 = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T_L = T_{fe} - T_{cs}$$

Lorsque la configuration des écoulements est plus complexe, on introduit un facteur de correction F (inférieur à 1), qui est donné par des abaques calculés ou déterminés expérimentalement, le plus souvent fournis par les constructeurs.

L'équation (5.1.1) devient :

$$\phi = UA F \Delta T_{ml} \quad (5.1.3)$$

Cette formule permet de voir que pour transférer un flux ϕ donné, si l'on désire réduire les irréversibilités et donc ΔT_{ml} , il faut que le produit UA soit le plus grand possible, ce qui peut se faire soit en augmentant les surfaces, mais ceci influe directement sur le prix, soit en accroissant la valeur de U , ce qui est recherché par tous les concepteurs d'échangeurs.

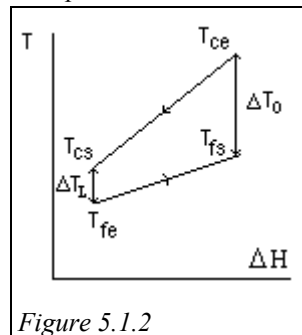


Figure 5.1.2

D'une manière générale, le dimensionnement des échangeurs est un compromis entre des objectifs contradictoires, dont les deux principaux sont les suivants :

- une grande surface d'échange est souhaitable pour augmenter l'efficacité des échangeurs, mais elle se traduit par des coûts élevés ;
- de faibles sections de passage des fluides permettent d'augmenter les valeurs des coefficients d'échange thermique U_c et U_f définis section suivante, et donc de réduire les surfaces, mais elles font aussi croître les pertes de charge.

Nous n'aborderons pas l'étude des pertes de charge dans les échangeurs, non que cette question manque d'intérêt, bien au contraire, mais parce que, de la même manière que pour les autres composants, nous ne cherchons pas à effectuer leur dimensionnement interne détaillé : nous nous limitons à traiter de leur insertion dans les systèmes que constituent les technologies énergétiques.

Comme nous le verrons plus loin, le dimensionnement de l'échangeur s'arrêtera souvent pour nous à la détermination du produit UA de la surface de l'échangeur A par le coefficient global d'échange thermique U , l'estimation précise de ce dernier dépendant du détail des dispositions constructives internes de l'échangeur, lesquelles sont le résultat d'un compromis entre la réduction des pertes de charge et l'augmentation du flux thermique transféré.

5.1.2 COEFFICIENT D'ÉCHANGE THERMIQUE U

Les lois de la thermique nous enseignent que, pour un échangeur à plaque plane, le coefficient d'échange global U est tel que son inverse, appelé résistance thermique, est la somme des résistances thermiques entre les deux fluides :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} \quad (5.1.5)$$

avec h_c coefficient d'échange convectif entre le fluide chaud et la paroi, h_f coefficient d'échange convectif entre le fluide froid et la paroi, e épaisseur de la paroi, et λ conductivité thermique de cette paroi.

Si la paroi est composée de plusieurs couches de matériaux différents, ou si des dépôts divers ont recouvert la paroi, cette formule devient :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \sum_{k=1}^n \frac{e_k}{\lambda_k} + \frac{1}{h_f} \quad (5.1.6)$$

La résistance thermique globale est la somme de $(n + 2)$ résistances thermiques, la plus grande de celles-ci étant celle qui ralentit le plus l'échange thermique.

A titre d'exemple, dans le cas d'un échangeur gaz/liquide, le coefficient de convection peut être 10 à 100 fois plus faible côté gazeux que côté liquide. Les résistances thermiques de la paroi et du côté liquide sont donc généralement négligeables, et U est sensiblement égal à h gazeux.

Dans ce cas, on cherche à augmenter la surface d'échange côté gazeux en utilisant des ailettes. Les formules précédentes se compliquent, et, du fait que les surfaces des côtés chaud et froid ne sont pas les mêmes, on introduit un coefficient d'échange global côté chaud U_c , tel que son inverse vaut :

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{0,c} h_c} + \frac{e}{\frac{A_p}{A_c} \lambda} + \frac{1}{\frac{A_f}{A_c} \eta_{0,f} h_f} \quad (5.1.7)$$

avec A_c et A_f surfaces totales d'échange côtés chaud et froid, A_p surface de la paroi de l'échangeur, et $\eta_{0,c}$ et $\eta_{0,f}$ efficacités globales des ailettes côtés chaud et froid (cf. section 5.1.3)

Il existe aussi un coefficient d'échange global côté froid U_f , avec bien évidemment : $U_f A_f = U_c A_c$

5.1.3 EFFICACITÉ DES AILETTES

Pour une ailette rectangulaire fine ($e \ll 1$, figure 5.1.3), on démontre que l'efficacité de l'ailette, définie comme le rapport de la chaleur réellement échangée à la chaleur qui aurait été échangée si l'ailette était à la température de la base, est :

$$\eta_a = \frac{\tanh(ml)}{ml}$$

avec $m = \sqrt{\frac{2h}{\lambda e}}$ (5.1.8)

Pour des ailettes de formes différentes, la valeur de m change. Par exemple, pour des ailettes aiguilles circulaires (figure 5.1.4) :

$$m = \sqrt{\frac{4h}{\lambda d}} \quad (5.1.9)$$

Pour d'autres géométries, on se reportera à la littérature spécialisée [INCROPERA, DEWITT, 1996].

Le flux total échangé est égal à la somme des flux échangés d'une part par les ailettes (surface A_a) et d'autre part par la paroi située entre les ailettes (surface $A - A_a$). On définit ainsi une efficacité globale η_0 égale au rapport du flux réellement échangé au flux qui serait échangé si la totalité de la surface était à la température de la base :

$$\eta_0 = \frac{h A_a \eta_a + h (A - A_a)}{h A} = 1 - \frac{A_a}{A} (1 - \eta_a) \quad (5.1.10)$$

5.1.4 VALEURS DES COEFFICIENTS DE CONVECTION h

Les valeurs des coefficients de convection h_c et h_f dépendent des propriétés thermophysiques des fluides et des configurations d'échange.

Elles peuvent être obtenues à partir de corrélations donnant la valeur du nombre de

Nusselt $Nu = \frac{h d_h}{\lambda}$, en fonction des nombres de Reynolds $Re = \frac{\rho V d_h}{\mu}$ et de Prandtl

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

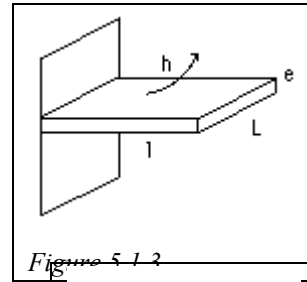


Figure 5.1.3

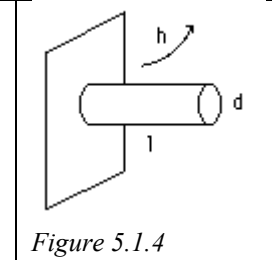


Figure 5.1.4

Le diamètre hydraulique d_h est égal au rapport de quatre fois la section de passage du fluide S au périmètre mouillé p : $d_h = 4 S/p$ (s'il existe des parois isolées, c'est le périmètre d'échange thermique qu'il faut considérer).

A l'intérieur des tubes, la formule la plus utilisée est celle de Mac Adams :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (5.1.11)$$

Pour des écoulements perpendiculaires à des tubes, plusieurs formules existent, comme celle de Colburn :

$$Nu = 0,33 Re^{0,6} Pr^{0,33} \quad (5.1.12)$$

D'une manière générale, l'exposant du nombre de Reynolds est compris entre 0,5 et 0,8, et celui du nombre de Prandtl entre 0,33 et 0,4. On trouvera dans [BONTEMPS et alii] des valeurs de corrélations pour des géométries à ailettes très particulières.

Pour les gaz, Pr varie peu en fonction de la température et reste compris entre 0,7 et 0,75. On peut donc le considérer constant sans commettre d'erreur importante.

Pour les liquides, il faut impérativement tenir compte de la température dans le calcul de Pr . Connaissant les valeurs c_{p0} , λ_0 et μ_0 pour T_0 quelconque, et un développement au premier ordre de la capacité thermique massique :

$$c_p = c_{p0} + c_{pb} (T - T_0)$$

on obtiendra, pour la plupart des liquides (eau exclue), une bonne approximation de la variation de Pr avec la température par la formule :

$$Pr = \frac{c_{p0} + c_{pb} (T - T_0)}{\left[\lambda_0 - 2 \cdot 10^{-4} (T - T_0) \right] \left[\frac{T - T_0}{233} + \mu_0^{-0,266} \right]^{3,758}} \quad (5.1.13)$$

5.2 CALCUL DES ÉCHANGEURS

Pour dimensionner un échangeur, il est possible d'utiliser les relations (5.1.1) ou (5.1.3), mais elles supposent connue la différence de température moyenne logarithmique, ce qui est rarement le cas.

5.2.1 MÉTHODE DU NOMBRE D'UNITÉS DE TRANSFERT

Une méthode plus simple à utiliser, et surtout plus générale, est la méthode du NUT, ou Nombre d'Unités de Transfert, développée par Kays et London. Cette méthode présente l'avantage de ne requérir que la connaissance des températures d'entrée des fluides, et non celles de sortie.

Par définition, NUT est défini comme le rapport entre le produit UA de l'échangeur et le débit de capacité thermique le plus faible.

$$NUT = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (5.2.1)$$

On appelle R le rapport (inférieur à 1) du débit de capacité thermique le plus faible au plus fort :

$$R = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \leq 1 \quad (5.2.2)$$

et ε l'efficacité de l'échangeur, définie comme étant le rapport entre le flux de chaleur réellement transféré et le flux maximum possible :

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\phi_{\max}} \quad (5.2.3)$$

On peut montrer que ϕ_{\max} serait obtenu pour un échangeur à contre-courant de longueur infinie, et vaut :

$$\phi_{\max} = (\dot{m}, c_p)_{\min} \Delta T_e$$

ΔT_e est la différence entre les températures d'entrée des deux fluides. La figure 5.2.1 donne l'allure du profil des températures dans un échangeur. On notera qu'ici l'abscisse utilisée représente l'enthalpie échangée, et non la longueur de l'échangeur, ce qui explique, avec l'hypothèse que les capacités thermiques sont constantes, que cette allure soit linéaire et non exponentielle.

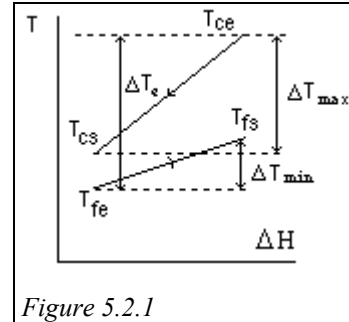


Figure 5.2.1

On notera aussi que ΔT_{\max} et ΔT_{\min} sont les écarts de température au sein de chacun des deux fluides et non entre eux comme figure 5.1.2.

$$\text{Comme } \phi = (\dot{m}, c_p)_{\min} \Delta T_{\max} = (\dot{m}, c_p)_{\max} \Delta T_{\min} \quad (5.2.4)$$

$$\text{on a : } \varepsilon = \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_e} \quad (5.2.5)$$

Par exemple, sur le diagramme de la figure 5.2.1, où $(\dot{m} c_p)_c < (\dot{m} c_p)_f$ on a :

$$(\dot{m} c_p)_{\min} = (\dot{m} c_p)_c$$

$$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{cs} \quad \text{et}$$

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (5.2.6)$$

Avec ces définitions, il est possible de montrer qu'il existe une relation générale du type :

$$\varepsilon = f(\text{NUT}, R, \text{configuration d'écoulement}) \quad (5.2.7)$$

En pratique, il suffit de disposer d'une série de relations correspondant aux configurations d'écoulement représentatives des échangeurs étudiés, et le dimensionnement d'un échangeur se fait sur la base, d'une part des équations de bilan (5.2.4), et d'autre part de l'équation interne (5.2.7).

Si on connaît les débits des deux fluides, leurs températures d'entrée et le flux à échanger, on opère de la manière suivante :

- on commence par déterminer les températures de sortie des fluides à partir de l'équation (5.2.4) ;
- on en déduit les débits de capacité thermique $\dot{m} c_p$ des fluides et leur rapport R ;
- on calcule l'efficacité ε à partir de l'équation (5.2.5) ;

- on détermine la valeur du NUT à partir de la relation (NUT, ε) appropriée ;
- on calcule le produit UA à partir de l'équation (5.2.1).

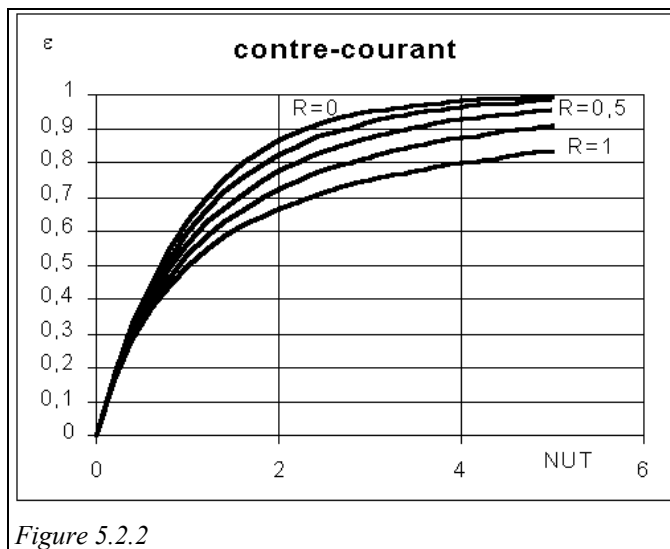
Si on connaît le produit UA, (5.2.1) donne la valeur du NUT, et on détermine celle de ε à partir de la relation (NUT, ε) appropriée. L'équation (5.2.5) permet alors de calculer le flux transféré.

Dans les deux cas, le bilan enthalpique fournit les températures de sortie. Cette méthode relie donc le produit UA aux performances de l'échangeur, et la surface s'en déduit à partir d'une estimation de la valeur du coefficient d'échange U.

5.2.2 RELATIONS ENTRE ε ET NUT

Dans les pages qui suivent, on trouvera les relations reliant ε et NUT en fonction de R, et leurs inverses lorsqu'elles s'expriment simplement, ainsi que les abaques correspondants, dans lesquels les courbes représentent ε fonction de NUT, pour R variant de 0 à 1, de haut en bas, par pas de 0,25.

5.2.2.1 Échangeur à contre-courant



Pour un échangeur à contre-courant, les expressions analytiques sont, pour $R \neq 1$:

$$\text{NUT} = \frac{1}{1-R} \ln \frac{1-\varepsilon R}{1-\varepsilon} \quad (5.2.8)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-\text{NUT}(1-R))}{1 - R \exp(-\text{NUT}(1-R))}$$

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

L'abaque correspondant est donné figure 5.2.2.

5.2.2.2 Échangeur à co-courant

Pour un échangeur à co-courant :

$$NUT = -\frac{1}{1+R} \ln(1 - \varepsilon(1+R)) \quad (5.2.9)$$

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

L'abaque correspondant est donné figure 5.2.3.

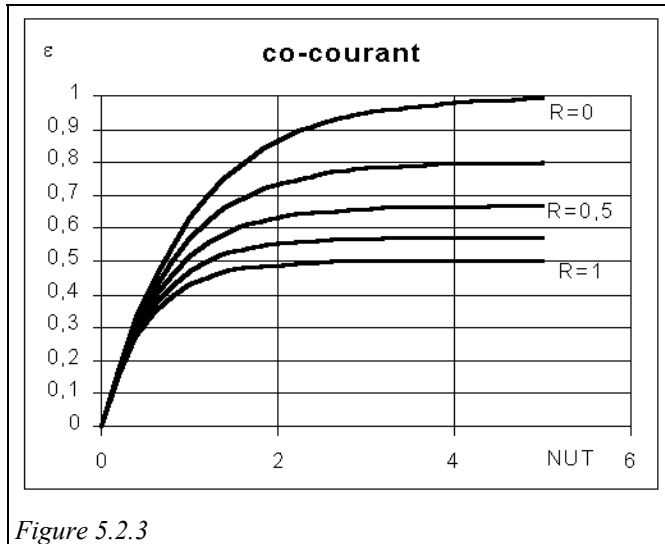


Figure 5.2.3

5.2.2.3 Échangeurs à courants croisés

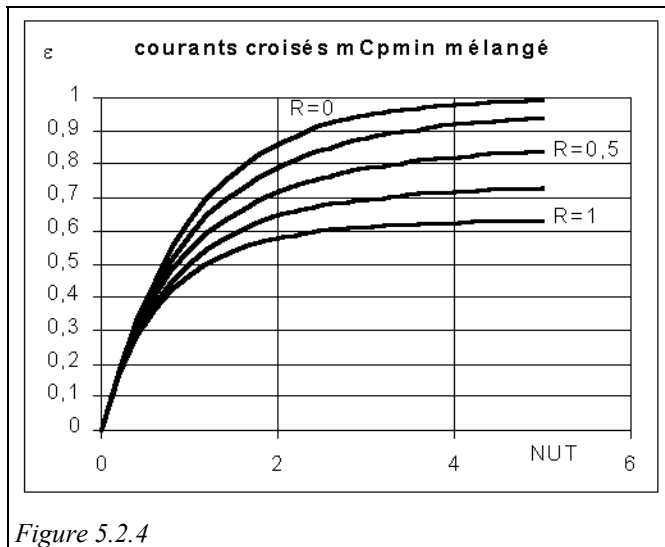


Figure 5.2.4

Pour un échangeur à courants croisés à un fluide mélangé $((m, c_p)_{\min})$

$$NUT = -\frac{1}{R} \ln [1 + R \ln(1 - \varepsilon)] \quad (5.2.10)$$

d'échangeurs en série-parallèle est obtenu par sommation des NUT_i relatifs au fluide qui les traverse en série, calculés pour un rapport des débits calorifiques R égal à 0.

$$NUT(\varepsilon, R=0) = \sum_{i=1}^{i=n} NUT_i(\varepsilon, R=0) \quad (5.2.29)$$

5.2.5 LIEN AVEC LA MÉTHODE DE L'ÉCART MOYEN LOGARITHMIQUE

La méthode de l'écart moyen logarithmique consiste à repartir de l'équation (5.1.3)

$$\phi = UA F \Delta T_{ml}$$

Il est possible de passer d'une méthode de calcul à l'autre grâce à la relation :

$$\Delta T_{ml} = \frac{\varepsilon \Delta T_e}{NUT}$$

5.2.6 PINCEMENT D'UN ÉCHANGEUR

Le pincement d'un échangeur est défini comme l'écart minimal de température en son sein. Pour un échangeur simple sans changement de phase, il correspond à :

$$(T_{cs} - T_{fe}) \quad \text{si} \quad (\dot{m} c_p)_c \leq (\dot{m} c_p)_f$$

$$(T_{ce} - T_{fs}) \quad \text{si} \quad (\dot{m} c_p)_c \geq (\dot{m} c_p)_f$$

Considérons la représentation graphique d'un double échangeur composé d'un économiseur suivi d'un évaporateur, dans le diagramme $(T, \Delta H)$ où l'on porte en ordonnée la température, et en abscisse les enthalpies mises en jeu (figure 5.2.11).

Le fluide qui s'évapore est représenté par la courbe inférieure (1-2-3), qui présente un point anguleux 2 correspondant au début de l'ébullition. Le fluide chaud se refroidit quant à lui de 4 à 5, par diminution de sa chaleur sensible.

Sur les segments (1-2) et (4-5), on a $\Delta H = \dot{m} c_p \Delta T$; et donc $\Delta T = \frac{1}{\dot{m} c_p} \Delta H$.

Les pentes des segments (1-2) et (4-5) sont donc égales aux inverses des débits de capacité thermique qui traversent les échangeurs correspondants. Au niveau du segment (2-3), on a bien évidemment $\Delta T = 0$, la vaporisation se faisant à température constante pour un corps pur ou un azéotrope.

On voit apparaître au niveau du point 2 sur le diagramme un minimum A dans l'écart de température entre les deux fluides, appelé **pincement**. Ce point joue un rôle fondamental dans le dimensionnement des échangeurs, puisqu'il représente le plus faible écart de température dans l'installation, et correspond donc à la zone la plus contrainte du système.

L'importance du pincement se manifeste surtout dans les problèmes de conception des réseaux d'échangeurs complexes, au point que de puissantes méthodes

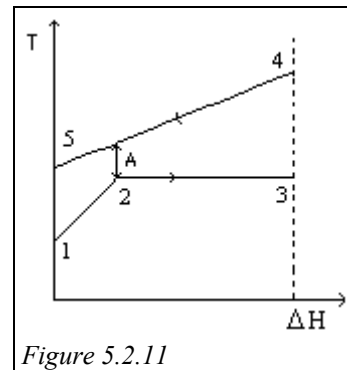


Figure 5.2.11

d'optimisation basées sur cette notion ont été développées. Nous présenterons dans le tome 2 celle de ThermoOptim, dérivée de la méthode du pincement (*pinch method* en anglais), dont l'objectif est d'intégrer au mieux l'ensemble du réseau.

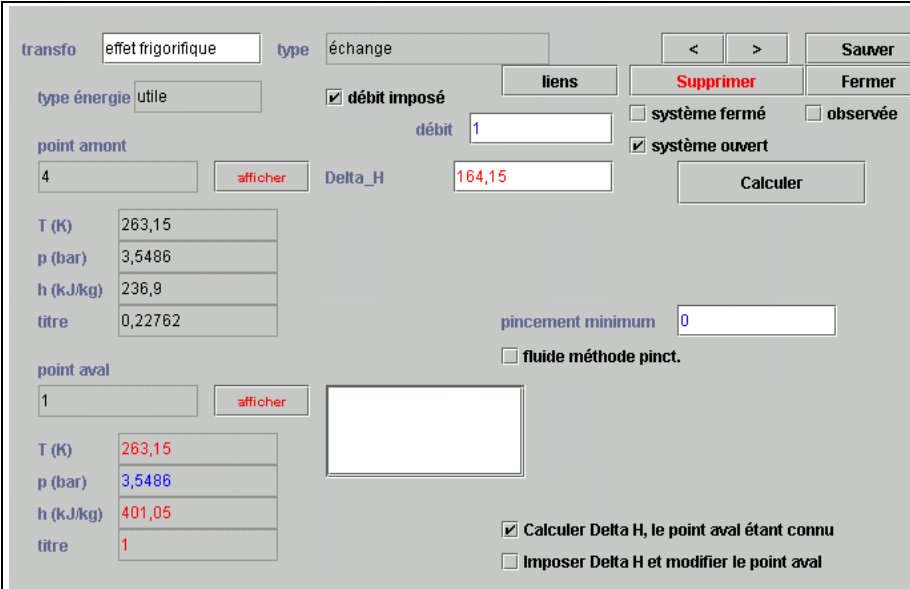
L'échangeur, dimensionné en fonction du pincement, fonctionne en dehors de ce point avec des écarts de température plus importants que le pincement entre les deux fluides. Les irréversibilités dépendent directement de l'écart ΔT entre les fluides chaud et froid. Elles sont d'autant plus faibles que les pentes des fluides chaud et froid sont voisines l'une de l'autre, c'est-à-dire que le rapport R de leurs débits de capacité est proche de l'unité. L'échangeur qui présente le moins d'irréversibilité est celui dont les débits de capacité sont égaux et dont l'écart de température est égal au pincement minimal admissible.

5.3 CALCUL DES ÉCHANGEURS DANS THERMOPTIM

Dans ThermoOptim, un échangeur n'est pas représenté par un composant particulier, mais par une connexion établie entre deux transformations "échange" qui représentent l'une le fluide chaud, et l'autre le fluide froid. Cette manière de faire présente de nombreux avantages. En particulier, il est ainsi possible de concevoir les réseaux de fluides sur le plan hydraulique, d'en calculer l'état thermodynamique, et ne les connecter sur le plan thermique que dans un second temps. Par exemple, lorsque l'on cherche à optimiser la conception d'un réseau d'échangeurs, il n'est pas nécessaire dans ThermoOptim de définir a priori les appariements des fluides. De plus, lorsqu'on réfléchit bien à la question, il est clair qu'un échangeur a précisément pour fonction de coupler les évolutions de deux fluides, ce qui est cohérent avec le mode de représentation retenu dans le progiciel.

Nous commencerons par présenter les transfos "échange", puis nous montrerons comment elles peuvent être connectées pour former un échangeur.

5.3.1 TRANSFOS "ÉCHANGE"



transfo effet frigorifique type échange

type énergie utile débit imposé

point amont 4 Delta_H 164,15

T (K) 263,15 p (bar) 3,5486 h (kJ/kg) 236,9 titre 0,22762

point aval 1

T (K) 263,15 p (bar) 3,5486 h (kJ/kg) 401,05 titre 1

pincement minimum 0

fluide méthode pinct.

Calculer Delta H, le point aval étant connu

Imposer Delta H et modifier le point aval

Figure 5.3.1