Chapitre 6

ÉVALUATION DU *NUT* ET DU FLUX TRANSFÉRÉ

Parturiunt montes ; nascetur ridiculus mus…

HORACE

6.1. – RÉSISTANCES D'ENCRASSEMENT

Pour être en mesure de calculer la puissance thermique d'un échangeur, il faut connaître son *NUT*, donc son coefficient d'échange global k. Celui-ci prend en compte les coefficients de convection h_c et h_f relatifs au fluide chaud et au fluide froid, ainsi que la résistance thermique de la paroi.

Très souvent, on pourrait en toute quiétude négliger cette résistance si n'intervenait le phénomène de l'encrassement : il s'agit d'un dépôt solide (boues, calcaire, agglomération de particules…) qui se forme irrégulièrement sur les parois des échangeurs. Par exemple, dans une chaudière classique, on observera une couche de suie du côté des fumées, et un dépôt de tartre du côté de l'eau.

Nous nous limiterons ici à l'aspect strictement thermique du phénomène, qui se traduit par l'apparition d'une résistance supplémentaire R_e à la paroi, nommée « *résistance d'encrassement* ». Il se trouve en effet que la conductivité thermique de ces dépôts (encore appelés *films d'encrassement*) est généralement faible par rapport à celle des parois. Leur résistance thermique n'est donc pas négligeable et doit être prise en compte dans le calcul de k. Ceci entraîne bien entendu une diminution des performances thermiques des échangeurs au bout d'un certain temps de fonctionnement.

Les valeurs des résistances d'encrassement sont très variables car elles dépendent du type d'échangeur utilisé, de la nature des fluides et de la structure des écoulements. Cependant, l'expérience montre qu'au fil du temps elles atteignent presque toujours une valeur asymptotique, ce qui est déjà rassurant. De ce fait, les calculs d'avant-projet seront conduits en prenant en compte cette valeur limite, et fourniront ainsi une borne inférieure pour les performances.

On trouvera dans des ouvrages plus spécialisés [Duffau & coll.] l'ordre de grandeur des diverses résistances d'encrassement. Citons seulement comme exemples, *pour des échangeurs tubulaires* :

eau de mer à $T < 50\ °C$	$R_e \approx 10^{-4}$	$m^2.K.W^{-1}$
eau de mer à $T > 50\ °C$	2.10^{-4}	
eau de ville à $T < 50\ °C$	2.10^{-4}	
eau de ville à $T > 50\ °C$	$3,5.10^{-4}$	
eau de rivière	$3,5$ à 7.10^{-4}	
vapeur d'eau non grasse	1.10^{-4}	
vapeur d'eau grasse	2.10^{-4}	
liquides réfrigérants	$1,8.10^{-4}$	
fioul	4 à 9.10^{-4}	
essence, gazole	2.10^{-4}	
huiles de lubrification	$1,8.10^{-4}$	
air non dépoussiéré	$3,5.10^{-4}$	
produits de combustion gazeux	20 à 70.10^{-4}	

Dans les *échangeurs à plaques*, les résistances sont en moyenne quatre fois plus faibles.

Pratiquement, on doit distinguer les résistances d'encrassement R_{ec} côté fluide chaud et R_{ef} côté fluide froid, la résistance totale étant pour une paroi plane :

$$R_e = R_{ec} + R_{ef} \tag{6.1}$$

Il faut enfin noter que dans les cas de faible encrassement, *et si l'un au moins des deux fluides est un gaz,* on pourra négliger la résistance thermique de la paroi devant la résistance de convection $1/h$ dans le gaz.

6.2. – CALCUL DU *NUT*

6.2.1. – Échangeurs à paroi plane

Si la surface d'échange est une paroi plane (ou une paroi mince par rapport à son rayon de courbure) d'épaisseur e et de conductivité λ, on a bien entendu, en se rapportant à l'unité de surface :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + R_e + \frac{1}{h_f} \tag{6.2a}$$

d'où :

$$NUT = \frac{k\,\Sigma}{q_{t\,min}} = \frac{K}{q_{t\,min}} \tag{6.2b}$$

$K = k\,\Sigma$ désignant la *conductance globale* de l'échangeur (en *W/K*, cf. § 3.3). La puissance de l'appareil est alors :

$$\Phi = k\,\Sigma\,(<T_c> - <T_f>) \tag{6.2c}$$

avec, selon la notation (4.11) :
$<T_c> =$ température moyenne de mélange du fluide chaud
$= \dfrac{T_{ce} + T_{cs}}{2}$ en première approximation
$<T_f> =$ température moyenne de mélange du fluide froid
$= \dfrac{T_{fe} + T_{fs}}{2}$ en première approximation

6.2.2. – Paroi de forme quelconque non encrassée

Il y a un problème lorsque la paroi qui sépare les deux fluides n'est pas plane : la surface d'échange Σ_c côté fluide chaud est différente de la surface d'échange Σ_f côté fluide froid. Le flux total est conservé, mais la densité de flux ne l'est pas.

Considérons d'abord le cas simplifié où il n'y a pas d'encrassement ($R_e = 0$) et écrivons la conservation du flux total Φ :

$$\begin{aligned}\Phi &= \Sigma_c\, h_c\,(<T_c> - <T_{pc}>) = \frac{\lambda}{e}\,\Sigma_m\,(<T_{pc}> - <T_{pf}>)\\ &= \Sigma_f\, h_f\,(<T_{pf}> - <T_f>)\end{aligned} \tag{6.3}$$

où l'on a noté :
$<T_{pc}> =$ température moyenne de paroi côté fluide chaud
$<T_{pf}> =$ température moyenne de paroi côté fluide froid
Σ_m = surface « moyenne » de la paroi $= (\Sigma_c + \Sigma_f)/2$ en première approximation pour une paroi mince

⚠ Il est bon de rappeler au passage que le symbole de moyenne < > est généralement omis lorsqu'il n'y a pas de risque de confusion avec les valeurs locales T_c, T_f, etc.

Les relations (6.3) s'écrivent encore :

$$\Phi = \frac{<T_c> - <T_{pc}>}{\dfrac{1}{\Sigma_c\, h_c}} = \frac{<T_{pc}> - <T_{pf}>}{\dfrac{e}{\lambda}\,\dfrac{1}{\Sigma_m}} = \frac{<T_{pf}> - <T_f>}{\dfrac{1}{\Sigma_f\, h_f}}$$

soit, en additionnant numérateurs et dénominateurs :

$$\Phi = \frac{<T_c> - <T_f>}{\dfrac{1}{\Sigma_c\, h_c} + \dfrac{e}{\lambda}\,\dfrac{1}{\Sigma_m} + \dfrac{1}{\Sigma_f\, h_f}} \tag{6.4}$$

Suivant que l'on fait le calcul soit côté fluide froid soit côté fluide chaud, et en gardant une même température de référence ($<T_c> - <T_f>$), on peut exprimer Φ de deux manières différentes en introduisant un « *coefficient global d'échange* k_f *côté fluide froid* » ou un « *coefficient global d'échange* k_c *côté fluide chaud* » :

$$\begin{aligned}\Phi &= k_c\, \Sigma_c\ (< T_c > - < T_f >) \\ &= k_f\, \Sigma_f\ (< T_c > - < T_f >) \qquad (6.5) \\ &= K\ (< T_c > - < T_f >)\end{aligned}$$

avec :

$$k_c\, \Sigma_c = k_f\, \Sigma_f = K \qquad (6.6a)$$

où l'on retrouve la conductance globale K de l'échangeur (§ 6.2.1), qui a pour expression d'après (6.4) et (6.5) :

$$K = \left\{ \frac{1}{\Sigma_c\, h_c} + \frac{e}{\lambda}\frac{1}{\Sigma_m} + \frac{1}{\Sigma_f\, h_f} \right\}^{-1} \qquad (6.6b)$$

A partir de (6.6a) les coefficients d'échange globaux s'expriment alors comme suit :

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda}\frac{\Sigma_c}{\Sigma_m} + \frac{\Sigma_c}{\Sigma_f}\frac{1}{h_f} \qquad (6.6c)$$

$$\frac{1}{k_f} = \frac{\Sigma_f}{\Sigma_c}\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda}\frac{\Sigma_f}{\Sigma_m} + \frac{1}{h_f} \qquad (6.6d)$$

Enfin, le *NUT* se calcule comme en (6.2b) :

$$NUT = \frac{K}{q_{t\,min}} \qquad (6.7)$$

6.2.3. – Cas général

♣ Ce qui vient d'être dit s'étend immédiatement aux cas où l'on a de surcroît des résistances d'encrassement R_{ec} et R_{ef}, et des ailettes d'efficacité ε, par exemple du côté du fluide chaud (relations 4.37 et 4.38). Alors, K est donnée par :

$$K = \left\{ \frac{1}{(\Sigma_L + \varepsilon\, \Sigma_a)\, h_c} + \frac{R_{ec}}{\Sigma_L + \varepsilon\, \Sigma_a} + \frac{e}{\lambda}\frac{1}{\Sigma_m} + \frac{R_{ef}}{\Sigma_f} + \frac{1}{\Sigma_f\, h_f} \right\}^{-1} \qquad (6.8)$$

Si les ailettes sont du côté fluide froid, le facteur $\Sigma_L + \varepsilon\, \Sigma_a$ se trouve associé aux termes en Σ_f, et l'on a toujours :

$$NUT = K / q_{t\,min} \qquad (6.9)$$

♦ Cependant, pour un calcul approché, et en l'absence d'ailettes, il est acceptable de procéder comme avec la paroi plane (formule 6.2) en prenant $\Sigma_c \cong \Sigma_f \cong \Sigma_m$. En particulier, avec des tubes cylindriques, on adopte souvent :

$$\Sigma_m = \pi\, \frac{D + d}{2}\, L \qquad (6.10a)$$

Si l'on préfère dissocier les deux surfaces, alors, $\Sigma_f / \Sigma_c = D / d$ ou d / D, et Σ_c / Σ_m (ou Σ_f / Σ_m) $= 2d /(d + D)$ ou $2D /(d + D)$.

De ce fait, il subsiste un seul coefficient d'échange global *k*, tel que :

$$K = k\,\Sigma_m \qquad (6.10b)$$

cette relation venant en remplacement de (6.6a).

6.2.4. – Aspects pratiques

Dans les circonstances courantes, les coefficients d'échange h_c et h_f seront estimés à partir des données répertoriées aux chapitres 4 et 5.

Les résultats numériques dépendront évidemment des propriétés thermophysiques des fluides, et par conséquent des températures de référence prises en compte. Cette dépendance est plus ou moins importante selon les fluides et selon les gradients de température dans l'échangeur. En cas d'incertitude, il est toujours prudent de procéder à une itération : la première estimation de K permet de mieux cerner les températures de référence et de conduire éventuellement un second calcul des coefficients *h* à partir de ces nouvelles bases (voir Problèmes).

Les valeurs numériques du coefficient d'échange global *k* peuvent se situer dans une large fourchette. Pour fixer un peu les idées, voici quelques exemples d'ordres de grandeur :

échangeurs	eau – vapeur d'eau	$k \approx 1000$ à $4000\ W\,m^{-2}\,K^{-1}$
	eau – eau	800 à 1700
	eau – fluide frigorigène	300 à 850
	vapeur d'eau – fioul lourd	50 à 170
	vapeur d'eau – kérosène	300 à 1100
	vapeur d'eau – air	30 à 280
	air – eau	30 à 300
	air – air	30 à 120

6.2.5. – Calcul du flux

Le NUT permet de connaître l'efficacité de l'échangeur, du moins dans l'un des cas recensés sur le tableau 3.1. Si les températures d'entrée sont données, le calcul du flux total échangé s'effectue au moyen de la relation 3.12 :

$$\Phi = E\,q_{t\,min}\,(T_{ce} - T_{fe}) \qquad (6.11)$$

Plus généralement, si E et deux températures (entrée ou sortie) sont connues, il est aisé de déterminer les deux autres températures (relations 3.10 et 3.11) et par conséquent le flux.