

STUDY OF THE HEAT EXCHANGER EFFECTIVENESS IN UNSTEADY STATE

N. Chitou, T.H. Mai, J. Padet
Laboratoire de Thermomécanique, UTAP
Faculté des Sciences
BP 1039
51687 Reims

A method is proposed to determine the thermal effectiveness of heat exchangers in situ, when one of the fluids is submitted to any kind of flow rate variations. It leads to the definition of the average effectiveness in unsteady state, which forms an extension of the classical effectiveness (NTU method) used in steady state. It requires an unsophisticated equipment of measurement and should lead to an easy and continuous control of the fouling of heat exchangers.

UNTERSUCHUNG DER EFFEKTIVITÄT EINES WÄRMEAUSTAUSCHERS IN VARIABLEM REGIME

Es wird eine Methode vorgestellt, die dazu dient, die Effektivität von Wärmeaustauschern in situ zu bestimmen, wenn bei einer der Flüssigkeiten die Fluss-Rate in irgendeiner Weise verändert wird. Dies führt zu einer Definition des mittleren Wirkungsgrades im Ungleichgewichts-Zustand, welche einer Erweiterung zu der des klassischen Wirkungsgrades (NTU-Methode) im Gleichgewichts-Zustand darstellt. Sie erfordert einen geringen Messaufwand und erlaubt eine kontinuierliche Kontrolle der Funktion des Wärmetauschers.

ESTUDO DA EFICÁCIA DUM TROCADOR EM REGIME VARIÁVEL

Propõe-se um método a fim de caracterizar as performance dum trocador quando um dos fluidos padece variações quaisquer de débito de entrada. Leva à definição da eficácia média em regime variável que constitui uma extensão da eficácia clássica (método NUT) utilizando em regime permanente. Enfim autoriza um controle em continuo das performance dum trocador quaisquer sejam as condições de funcionamento.

ESTUDIO DE LA EFICACIA DE UN INTERCAMBIADOR EN RÉGIMEN VARIABLE

Se propone un método tendente a caracterizar las cualidades de un intercambiador cuando uno de los fluidos sufre cualquier variación de intensidad de entrada. Este método conduce a la definición de la eficacia media de un régimen variable, que constituye una extensión de la eficacia clásica (método NUT) utilizado permanentemente. Este permite un control continuo de las cualidades de un intercambiador cualesquiera que sean las condiciones de funcionamiento.

MOTS-CLÉS

énergétique / transferts thermiques / échangeur bi-tube / écoulements de fluides à co-courant ou à contre-courant / efficacité en régime variable

KEYWORDS

energetics / thermal transfer / bi-tube heat exchanger / co-currently and counter-currently fluid flow / average effectiveness in unsteady state

ETUDE DE L'EFFICACITÉ D'UN ÉCHANGEUR EN RÉGIME VARIABLE

N. Chitou, T.H. Mai, J. Padet
Laboratoire de Thermomécanique, UTAP
Faculté des Sciences
BP 1039
51687 Reims

On propose une méthode visant à caractériser les performances d'un échangeur lorsque l'un des fluides subit des variations quelconques de débit d'entrée. Elle conduit à la définition de l'efficacité moyenne en régime variable, qui constitue une extension de l'efficacité classique (méthode NUT) utilisée en régime permanent. Elle autorise enfin un contrôle en continu des performances d'un échangeur quelles que soient les conditions de fonctionnement.

Nomenclature

\bar{E}	efficacité moyenne en régime variable	
E^o	efficacité en régime permanent	
q_t	débit thermique unitaire	(W.K ⁻¹)
$q_{t\min}$	débit thermique unitaire minimum	(W.K ⁻¹)
\bar{q}_t	débit thermique unitaire moyen	(W.K ⁻¹)
q_v	débit volumique	(m ³ .s ⁻¹)
t	temps	(s)
\bar{T}	température moyenne	(°C)
T_e	température d'entrée	(°C)
T_s	température de sortie	(°C)
<i>Symboles grecs</i>		
ε	écart relatif entre \bar{E} et E^o	(%)
Δq_v	écart entre q_{v0} et $q_{v\text{fin}}$	(m ³ .s ⁻¹)
Φ	puissance échangée	(W)
Φ_{\max}	puissance maximale échangée	(W)
<i>Indices</i>		
c	fluide chaud	
f	fluide froid	
o	initial	
fin	final	

1. INTRODUCTION

Les échangeurs thermiques jouent un rôle important dans de nombreuses applications industrielles. Généralement, les méthodes courantes de calcul de l'efficacité d'un échangeur sont issues de modèles théoriques où le régime thermique est supposé permanent. En effet, quelle que soit son utilisation, un échangeur thermique ne fonctionne pas qu'en régime permanent. Des phases transitoires interviennent notamment pendant les périodes de mise en route ou d'arrêt du système (centrales thermiques par exemple), ou encore dès lors qu'un débit ou une température d'entrée évolue au cours du temps, comme dans les systèmes régulés. Dans cette situation, la définition de l'efficacité d'un échangeur par la méthode classique (méthode NUT) n'est plus valable. Pour répondre aux besoins de l'industrie, Pierson *et al.* [1] ont développé une méthode permettant de déterminer l'efficacité moyenne d'un échangeur lorsque l'un des fluides est soumis à une variation quelconque de la température d'entrée. Nous la généralisons dans cet article au cas où l'échangeur est soumis à une variation quelconque du débit en introduisant les notions d'efficacité moyenne côté fluide froid et côté fluide chaud.

Les mesures sont effectuées sur un échangeur bi-tube avec deux configurations co et contre-courant. Elles permettent en particulier de caractériser un régime permanent de référence qui servira comme un élément de comparaison.

Les résultats numériques de l'efficacité moyenne qui ont été obtenus sont en bonne concordance avec ceux trouvés par la méthode NUT en utilisant ce régime permanent de référence.

2. METHODE DE CALCUL DE L'EFFICACITE MOYENNE

En régime permanent, l'efficacité E d'un échangeur est définie de la façon suivante :

$$E = \frac{q_{tc}(T_{ce} - T_{cs})}{q_{t\min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{q_{tf}(T_{fs} - T_{fe})}{q_{t\min}(T_{ce} - T_{fe})} \quad (1)$$

avec : $q_{t\min} = \min(q_{tc}, q_{tf})$

Pour définir les efficacités côté fluide chaud et côté fluide froid, on introduit deux nouvelles grandeurs sans dimension [2] :

$$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad \text{et} \quad E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (2)$$

$$\text{telles que : } \begin{cases} q_{tmin} = q_{ic} & ; & E = E_c \\ q_{tmin} = q_{jf} & ; & E = E_f \end{cases}$$

Lorsque la température ou le débit d'entrée d'un fluide varie au cours du temps, les définitions (1) et (2) n'ont plus de sens physique. On ne dispose plus alors d'un paramètre significatif permettant de caractériser globalement la qualité de l'appareil. Cependant en thermocinétique linéaire, Devismes *et al.* [3] ont montré que, pour un système soumis à un signal $x(t)$ de forme quelconque, la réponse $y(t)$ peut s'écrire sous la forme :

$$\int_{t_o}^{t_{fin}} y(t) dt = H_o \int_{t_o}^{t_{fin}} x(t) dt \quad (3)$$

avec H_o transmittance statique du système,

$$H_o = \lim_{t_{fin} \rightarrow \infty} \frac{\int_{t_o}^{t_{fin}} y(t) dt}{\int_{t_o}^{t_{fin}} x(t) dt} \quad (4)$$

telle que $y = H_o x$ en régime permanent.

Ils ont appliqué cette démarche pour calculer la résistance thermique d'une paroi soumise à des signaux thermiques quelconques sur l'une de ses faces.

Dans le cas des échangeurs soumis à une température d'entrée variable, Pierson *et al.* [1,4] ont montré qu'à partir de la relation (4), l'efficacité moyenne \bar{E} de l'échangeur peut être définie comme la valeur asymptotique de l'expression :

$$\bar{E} = \lim_{t_{fin} \rightarrow \infty} \frac{\int_{t_o}^{t_{fin}} \Phi(t) dt}{\int_{t_o}^{t_{fin}} \Phi_{max}(t) dt} \quad (5)$$

où $\Phi(t)$ désigne la puissance instantanée transférée dans l'échangeur et $\Phi_{max}(t)$ la puissance maximale échangée.

Nous envisageons dans cette étude, le cas où l'échangeur est soumis à une variation quelconque du débit d'entrée de l'un des fluides en définissant les efficacités moyennes côté fluide froid \bar{E}_f et côté fluide chaud \bar{E}_c à partir de l'expression (5).

2.1 Variations quelconques sur le fluide chaud

Lorsque le fluide chaud est sollicité à l'entrée par un signal dynamique quelconque, la puissance instantanée transférée dans l'échangeur et la puissance maximale échangée sont définies par :

$$\Phi(t) = \begin{cases} q_{jf}(T_{fs}(t) - T_{fe}) & \text{côté fluide froid} \\ & \text{(fluide non sollicité)} \\ q_{ic}(t)(T_{ce} - T_{cs}(t)) & \text{côté fluide chaud} \\ & \text{(fluide sollicité)} \end{cases}$$

et

$$\Phi_{max}(t) = q_{tmin}(t)(T_{ce} - T_{fe})$$

En reportant $\Phi(t)$ et $\Phi_{max}(t)$ dans l'expression (5), nous pouvons définir les efficacités côté fluide froid et côté fluide chaud :

$$\begin{cases} \bar{E}_f = \frac{q_{jf} \int_{t_o}^{\infty} (T_{fs}(t) - T_{fe}) dt}{(T_{ce} - T_{fe}) \int_{t_o}^{\infty} q_{tmin}(t) dt} & \text{côté fluide froid} \\ \bar{E}_c = \frac{\int_{t_o}^{\infty} q_{ic}(t)(T_{ce} - T_{cs}(t)) dt}{(T_{ce} - T_{fe}) \int_{t_o}^{\infty} q_{tmin}(t) dt} & \text{côté fluide chaud} \end{cases} \quad (6)$$

2.2 Variations quelconques sur le fluide froid

Dans le cas où le débit du fluide froid varie au cours du temps, nous pouvons écrire :

$$\Phi(t) = \begin{cases} q_{ic}(T_{ce} - T_{cs}(t)) & \text{côté fluide chaud (fluide non sollicité)} \\ q_{jf}(t)(T_{fs}(t) - T_{fe}) & \text{côté fluide froid (fluide sollicité)} \end{cases}$$

et

$$\Phi_{max}(t) = q_{tmin}(t)(T_{ce} - T_{fe})$$

L'expression (5) devient :

$$\begin{cases} \bar{E}_c = \frac{q_{ic} \int_{t_o}^{\infty} (T_{ce} - T_{cs}(t)) dt}{(T_{ce} - T_{fe}) \int_{t_o}^{\infty} q_{tmin}(t) dt} & \text{côté fluide chaud} \\ \bar{E}_f = \frac{\int_{t_o}^{\infty} q_{jf}(t)(T_{fs}(t) - T_{fe}) dt}{(T_{ce} - T_{fe}) \int_{t_o}^{\infty} q_{tmin}(t) dt} & \text{côté fluide froid} \end{cases} \quad (7)$$

Ces écritures permettent de calculer les efficacités côté fluide chaud et côté fluide froid, à condition de choisir un temps d'intégration assez grand. Dans la pratique, il suffit de suivre au cours du temps les températures variables $T_{cs}(t)$, $T_{fs}(t)$ ainsi que le débit variable $q_{ic}(t)$ (ou $q_{jf}(t)$) pour en déduire \bar{E}_c et \bar{E}_f à l'aide de (6) et (7).

En particulier, si le débit variable est le *débit maximum*, alors $\Phi_{max}(t)$ et $q_{tmin}(t)$ sont constants au cours du temps. Ceci a pour conséquence une efficacité également constante. Cette propriété a été vérifiée expérimentalement.

De plus, lorsque les températures d'entrée des fluides chaud et froid sont constantes sur l'intervalle d'intégration, il est possible de définir un *régime permanent de référence* correspondant au fonctionnement du système lorsque \bar{T} et \bar{q}_t sont considérés comme constants, où \bar{T} et \bar{q}_t sont définis par :

$$\bar{\zeta} = \frac{1}{t_{fin} - t_o} \int_{t_o}^{t_{fin}} \zeta(t) dt \quad ; \quad \text{avec } \zeta(t) = T(t) \text{ ou } q_t(t) \quad (8)$$

A partir de ces valeurs, nous pouvons définir l'efficacité classique (méthode NUT) en uti-

lisant ce régime permanent de référence qui sera utilisée comme un élément de comparaison.

L'expression (2) peut s'écrire :

$$E_c^o = \frac{T_{ce} - \bar{T}_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

et

$$E_f^o = \frac{\bar{T}_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (9)$$

avec :

$$\begin{cases} \bar{q}_{t_{min}} = \bar{q}_{tc} ; E_c = E_c^o \\ \bar{q}_{t_{min}} = \bar{q}_{tf} ; E_f = E_f^o \end{cases}$$

où \bar{T} et \bar{q}_t sont définis par l'expression (8).

3. VERIFICATION EXPERIMENTALE

Nous avons effectué des essais sur un échangeur bi-tube eau-eau en acier inox long de 2 m (tube intérieur Ø 30/32 mm, tube extérieur Ø 50/60 mm) avec deux configurations différentes : co et contre-courant. L'eau chaude circule dans le tube intérieur.

Dans tous les cas étudiés, l'un des débits (chaud ou froid) varie de manière aléatoire l'autre étant maintenu constant. Les différentes figures représentent d'une part les variations du débit chaud (ou froid) et d'autre part, les variations au cours du temps de l'efficacité globale de l'échangeur sur l'intervalle d'intégration :

$$E(t_{fin}) = \frac{\int_{t_o}^{t_{fin}} \Phi(t) dt}{\int_{t_o}^{t_{fin}} \Phi_{max}(t) dt}$$

On observe que la courbe $E(t_{fin})$ tend asymptotiquement vers une limite \bar{E} lorsque l'intervalle $t_{fin} - t_o$ est assez grand.

Le tableau 1 montre les résultats obtenus avec l'échangeur bi-tube à co-courant lorsque le débit du fluide froid (a) ou le débit du fluide chaud (b) varie au cours du temps (les autres paramètres sont constants). Les efficacités côté fluide

	co-courant	côté froid (a)	côté chaud (b)
T_{ce} (°C)		60	61,2
T_{fe} (°C)		13,2	12,1
$t_{fin} - t_o$ (s)		195	261
\bar{E}		0,166	0,153
E^o		0,175	0,160
$\varepsilon = (E^o - \bar{E})/E^o$ (%)		5	4,4

Tableau 1. Résultats expérimentaux obtenus avec l'échangeur bi-tube à co-courant.

froid (\bar{E}_f) et côté fluide chaud (\bar{E}_c) sont déterminées à partir des expressions (6) et (7) (Figs. 1 et 2).

Compte tenu des erreurs expérimentales, en particulier sur la constance des débits des fluides non sollicités, un écart de l'ordre de 5 % entre les valeurs obtenues en régime variable (\bar{E}) et celles obtenues avec la méthode NUT (E^o), paraît tout à fait acceptable.

Dans le cas d'un écoulement à contre-courant, nous présentons ici un exemple de la variation du débit du fluide chaud (les autres grandeurs caractéristiques sont constantes). A partir de l'expression (6), nous calculons les efficacités moyennes côté fluide froid et côté fluide chaud (Tableau 2). Ces résultats sont comparés avec ceux obtenus à partir du régime permanent de référence. Nous constatons que l'écart relatif entre eux ne dépasse pas 2 %.

	\bar{E}	E_c^o	E_f^o	ε (%)
côté chaud	0,184	0,187		1,6
côté froid	0,208		0,209	0,5

Tableau 2. Efficacités côté fluide froid et côté fluide chaud, disposition à contre-courant ; $T_{ce} = 61,2^\circ\text{C}$ et $T_{fe} = 12^\circ\text{C}$.

A partir de cette méthode, nous pouvons réaliser une étude paramétrique sur l'efficacité moyenne d'un échangeur. Par exemple, la figure 3 montre l'évolution de l'efficacité moyenne en

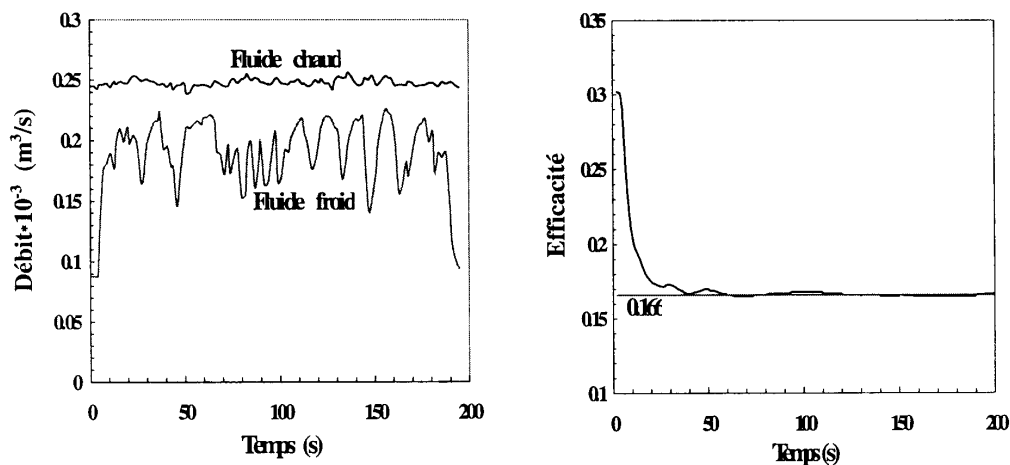


Fig. 1 Conditions expérimentales et fluctuation de $E(t)$ autour de sa valeur moyenne

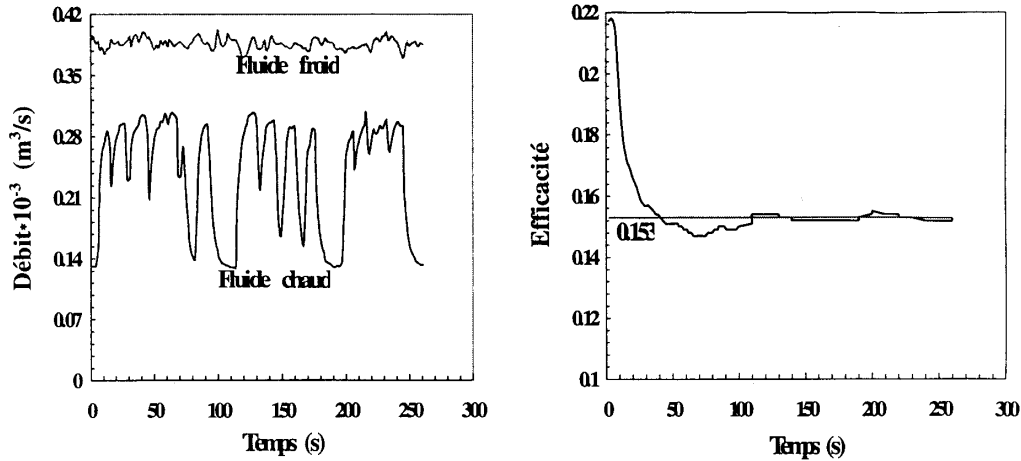


Fig. 2 Conditions expérimentales et fluctuation de $E_c(t)$ autour de sa valeur moyenne

co-courant côté fluide chaud (\bar{E}_c) en fonction de l'amplitude du saut de débit du fluide chaud, ceci pour différents débits initiaux (q_{vo} varie de $5 \cdot 10^{-5}$ à $1,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$). Pour des sauts de débit Δq_v de $5,3 \cdot 10^{-5}$ à $2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, nous constatons que les efficacités \bar{E}_c décroissent rapidement pour des faibles valeurs de Δq_v , spécialement à débit initial faible, puis plus lentement quand Δq_v augmente.

De plus, nous pouvons vérifier expérimentalement comme le prédit la théorie (§.2) qu'une variation du débit maximum (débit chaud par exemple) n'influe pas sur la réponse en débit d'énergie, d'où une efficacité constante (Fig. 4).

4. CONCLUSION

En régime variable, lorsqu'un seul fluide est sollicité à l'entrée, nous avons montré qu'un échangeur peut être caractérisé par un paramètre global (efficacité moyenne) qui généralise le concept d'efficacité utilisé en régime permanent, et qui conduit à la définition d'un régime permanent de référence. La mesure en continu de l'ef-

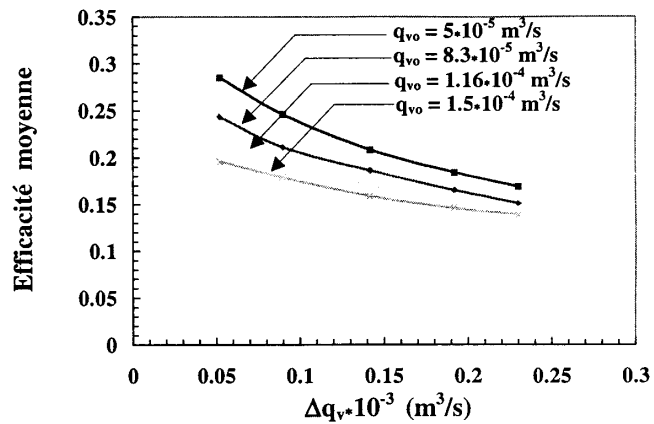


Fig. 3 Evolution de \bar{E}_c en fonction de Δq_v . Disposition co-courant

ficacité moyenne permet d'envisager un contrôle in situ des performances des échangeurs, et en particulier de détecter leur encrassement, quel que soit le régime de fonctionnement.

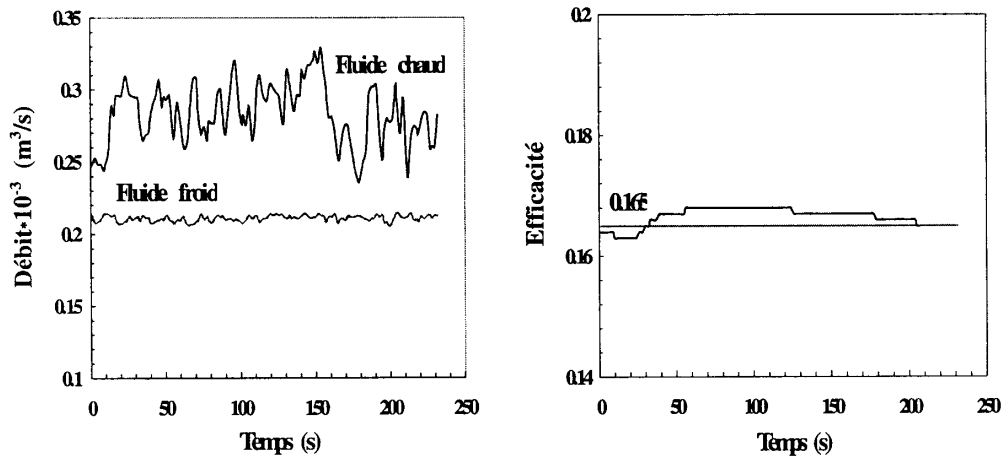


Fig. 4 Conditions expérimentales et fluctuation de $E_c(t)$ autour de sa valeur moyenne ; $T_c = 60,8 \text{ °C}$ et $T_e = 15 \text{ °C}$.

REFERENCES

- [1] Pierson. P., Pinçon. L. et Padet. J., Définition d'une efficacité moyenne pour un échangeur fonctionnant en régime thermique variable, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, n° 5, 17, 567 (1990).
 - [2] Pierre. B., Dimensionnement des échangeurs de chaleur, *Rev. Gén. Thermique*, n° 260-261, 587 (1983).
 - [3] Devismes. J. M., Maréchal. J. C. et Duthoit. B., Détermination de la résistance thermique d'une paroi en régime quelconque, *Matériaux-Construction*, n° 88, 15, 299 (1982).
 - [4] Pierson. P. et Padet. J., Etude théorique et expérimentale des échangeurs en régime thermique instationnaire, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 31, 1577 (1988).
-