



**HAL**  
open science

## Etude expérimentale et numérique dans un échangeur de chaleur monophasique gaz-gaz fonctionnant en régime dynamique

Mohamed Tahar Mabrouk, Abdelhamid Kheiri, Michel Feidt

### ► To cite this version:

Mohamed Tahar Mabrouk, Abdelhamid Kheiri, Michel Feidt. Etude expérimentale et numérique dans un échangeur de chaleur monophasique gaz-gaz fonctionnant en régime dynamique . Congrès Français de Thermique SFT, Société Française Thermique, May 2013, Gérardmer, France. hal-01446750

**HAL Id: hal-01446750**

**<https://hal.univ-lorraine.fr/hal-01446750>**

Submitted on 26 Jan 2017

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Etude expérimentale et numérique d'un échangeur de chaleur monophasique gaz-gaz fonctionnant en régime dynamique

Mohamed Tahar MABROUK, Abdelhamid KHEIRI\*, Michel FEIDT

CNRS, LEMTA UdL, UMR 7563, Vandoeuvre-lès-Nancy F-54500 France

\*(auteur correspondant : [abdelhamid.kheiri@univ-lorraine.fr](mailto:abdelhamid.kheiri@univ-lorraine.fr))

**Résumé** - Dans cette communication nous présentons une modélisation numérique et une installation expérimentale relatives au fonctionnement instationnaire d'un échangeur de chaleur. Nous présentons l'installation expérimentale que nous avons réalisé pour effectuer nos mesures. Il s'agit d'un échangeur bitube possédant une longueur suffisante permettant de s'affranchir des effets d'entrée. Le modèle que nous en faisons est résolu numériquement et nous en comparons les résultats avec des modèles analytiques et des mesures existantes [1], [2]. Après avoir validé notre modélisation et notre méthode de résolution numérique, nous étudions les évolutions des constantes de temps de cet échangeur en fonction de divers paramètres : types de fluides, propriétés des matériaux et des fluides, paramètres de construction (longueur, épaisseur des parois), et isolation externe. Nous étudions ensuite la réponse d'un tel échangeur à des sollicitations simples du type échelon de débit ou de température sur l'un des deux fluides, ainsi qu'à des sollicitations instationnaires composées pouvant affecter les deux fluides simultanément. Cette étude particulière à un échangeur bitube a un caractère général par le fait qu'il a été établi [3] qu'en régime instationnaire, plusieurs types d'échangeurs usuels peuvent être modélisés par un échangeur bitube équivalent. Indiquons finalement que le modèle que nous développons et validons ici nous sert de base à la modélisation du comportement, par essence instationnaire, d'un stock thermique de chaleur qui fait partie d'un système de production d'énergie d'origine renouvelable.

## Nomenclature

$T$	température, $K$		
$h$	coefficient de transfert, $m^2 \cdot s^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
$u$	vitesse, $m \cdot s^{-1}$	$\lambda$	conductivité thermique, $m^2 \cdot s^{-1}$
$r$	rayon, $m$	$\rho$	masse volumique, $kg \cdot m^{-3}$
$S$	surface d'échange, $m^2$	<i>Indices et exposants</i>	
$V$	volume élémentaire, $m^3$	$c$	fluide chaud
$a$	diffusivité thermique, $m^2 \cdot s^{-1}$	$f$	fluide froid
$C_p$	capacité thermique spécifique, $J \cdot K^{-1}$	$e$	externe
$z$	axe longitudinal de l'échangeur, $m$	$i$	interne
$t$	temps, $s$	$p$	paroi

## 1 Introduction

Les travaux de l'équipe de J. Padet [4] ont montré qu'il est possible d'établir une équivalence entre la majorité des échangeurs usuels et un échangeur bitube de référence. M. Henrion et al. [3] ont proposé un aménagement des conditions d'équivalence proposées dans [4], en remplaçant la condition de conservation du coefficient d'échange sur un des fluides par l'hypothèse moins restrictive d'égalité des coefficients d'échange globaux des échangeurs. Ceci explique le fait que les études concernant le fonctionnement instationnaire des échangeurs portent le plus souvent sur les échangeurs bitubes qui présentent l'intérêt d'avoir une géométrie relativement simple.

La modélisation des échangeurs de chaleur en régime dynamique a suscité beaucoup d'intérêt. En effet, plusieurs travaux ont cherché à décrire la réponse des échangeurs aux variations des températures ou des débits d'entrée et plusieurs méthodes ont vu le jour pour résoudre le système d'équations différentielles qui décrit ce problème. La résolution analytique étant assez compliquée même pour l'échangeur bitube avec une sollicitation simple, des études expérimentales ont été menées par P. Pierson [5,6] afin de décrire la réponse d'un tel échangeur liquide-liquide à un échelon de température ou de débit sur l'un des deux fluides en entrée. Ces travaux ont été généralisés par la suite par M. Hadidi [7] pour des échelons simultanés de température sur les deux fluides en entrées. Dans tous les cas, les évolutions expérimentales des températures des fluides en sortie de l'échangeur ont été modélisées par une fonction exponentielle retardée et à constante de temps. C. Jacquot [8], qui a réalisé ses mesures sur un échangeur bitube gaz-gaz, donc avec un coefficient d'échange et une inertie des fluides moindres, établira que ces évolutions expérimentales étaient plutôt décrites par un modèle à deux exponentielles, deux constante de temps et deux temps de retard.

Précisons que le but de toutes ces études est de mettre en place des modèles analytiques relativement simples qui décrivent le plus fidèlement possible le comportement d'un tel échangeur fonctionnant en régime instationnaire. Ces modèles analytiques sont intéressants en particulier pour les approches de simulation ou de contrôle-commande de systèmes énergétiques comportant des échangeurs fonctionnant en régime instationnaire, des régénérations (c'est le cas du moteur de Stirling) ou des stockages thermiques de la chaleur.

Le présent travail vise à modéliser numériquement la réponse d'un échangeur bitubes de chaleur à des variations quelconques de débit ou de température, à valider cette modélisation par rapport aux données expérimentales disponibles dans la littérature, qui concernent le plus souvent des échangeurs liquide-liquide, puis à présenter l'installation expérimentale que nous avons réalisée dans notre laboratoire pour l'étude d'un échangeur gaz-gaz. Ces modèles numériques, une fois validés expérimentalement, nous permettront d'anticiper la réponse de ces échangeurs à tout type de sollicitation instationnaire. Des modèles analytiques pourront alors être établis à partir des résultats de la simulation numérique.

## **2 Modélisation numérique d'un échangeur bitube en régime instationnaire**

Précision d'emblée que nous ne résolvons pas les équations de Navier Stokes permettant d'obtenir les profils de température dans les fluides qui s'écoulent dans les deux tubes en régime laminaire ou turbulent non forcément établi. Notre modèle se base sur un bilan enthalpique sur chaque volume contrôle qui s'étale sur  $dz$ ,  $z$  étant la coordonnée axiale et chacun des deux fluides est considéré être à une température moyenne homogène dans le sens radial. Les coefficients d'échange entre chacun des fluides et la paroi, en régime établi ou non, sont calculés à partir des corrélations usuelles. Le cas échéant, lorsque l'échangeur n'est pas isolé, nous en faisons de même pour estimer un coefficient d'échange de chaleur sur la surface de ce dernier. Finalement, la masse des tubes devant a priori jouer un rôle important dans l'inertie de l'échangeur, l'équation de la chaleur est résolue localement en régime instationnaire par notre modèle.

### **2.1 Hypothèses**

Les hypothèses relatives à notre modèle sont les suivantes:

- Les transferts de chaleur fluide-paroi sont modélisés par une loi de Newton avec un coefficient  $h$  de transfert convectif calculé localement. Ce coefficient, non forcément constant

le long de l'axe de l'échangeur, prend aussi en compte les effets d'entrée [9]. Il peut aussi varier en fonction des propriétés thermo-physiques locales du fluide.

- Nous considérons que les fluides sont monophasiques et incompressibles et nous ne prenons pas en compte l'énergie calorifique liée à la dissipation visqueuse.

- Nous ne considérons pas la conduction longitudinale dans les parois ni dans le fluide.

- Le modèle prend en compte les cas co-courant ou contre courant en imposant, en fonction du temps, la température et le débit de chaque fluide en  $z=0$  ou bien en  $z=L$ . Tous types de sollicitations peuvent être imposées en entrée de l'échangeur.

- Le fluide froid est le fluide externe qui circule dans l'espace annulaire de l'échangeur bitube. Le fluide chaud est le fluide interne.

- La surface externe de l'échangeur peut être totalement isolée ou bien en situation d'échange avec l'air ambiant.

## 2.2 Mise en équations

L'échangeur bitube peut être modélisé par 4 équations (numérotées de 1 à 4) et 4 conditions aux limites (ordonnées de a à d) [10]:

Fluide chaud : équation de l'énergie avec flux de de chaleur convectif en surface

$$\frac{\partial T_c}{\partial t} + u_c \frac{\partial T_c}{\partial z} = \frac{h_c S_c}{\rho C p_c V_c} (T_{pi} - T_c) \quad (1)$$

Tube interne : conduction radiale

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_{pi}}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_{pi}}{\partial r^2} + \frac{1}{r_i} \frac{\partial T_{pi}}{\partial r} \quad (2)$$

Fluide froid : équation de l'énergie avec flux de de chaleur convectif en surface de deux côtés

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + u_f \frac{\partial T_f}{\partial z} = \frac{h_f S_{f,int}}{\rho C p_f V_f} (T_{pi} - T_f) + \frac{h_f S_{f,ext}}{\rho C p_f V_f} (T_{pe} - T_f) \quad (3)$$

Tube externe : conduction radiale

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_{pe}}{\partial t} = \frac{\partial^2 T_{pe}}{\partial r^2} + \frac{1}{r_e} \frac{\partial T_{pe}}{\partial r} \quad (4)$$

Paroi interne et fluide chaud : égalité des flux de convection et conduction

$$-\lambda \left( \frac{\partial T_{pi}}{\partial r} \right)_{r=r_{i1}} = h_c (T_c - T_{pi}) \quad (a)$$

Paroi interne et fluide froid : égalité des flux de convection et conduction

$$-\lambda \left( \frac{\partial T_{pi}}{\partial r} \right)_{r=r_{e1}} = h_f (T_{pi} - T_f) \quad (b)$$

Paroi externe et milieu ambiant, cas d'un échangeur isolé le flux de conduction est nul.

$$-\lambda \left( \frac{\partial T_{pe}}{\partial r} \right)_{r=r_{e2}} = 0 \quad (c)$$

Paroi externe et fluide froid : égalité des flux de convection et conduction

$$-\lambda \left( \frac{\partial T_{pe}}{\partial r} \right)_{r=r_{ie}} = h_f (T_f - T_{pe}) \quad (d)$$

### 2.3 Résolution Numérique et résultats

Nous utilisons un schéma numérique implicite aux différences finies pour résoudre ce système d'équation. Cette résolution ne sera pas détaillée dans la présente communication. Les résultats obtenus ont été, en premier lieu, validés par comparaison en régime stationnaire à ceux fournis par un calcul classique des températures de sortie des fluides avec la méthode NUT.

Nous présentons ici les résultats de la simulation numérique par notre modèle sur un échangeur bitube air-air en co-courants. Ce dernier à une longueur de 3.6 m, sa surface externe est considérée totalement isolée et ses caractéristiques sont données dans le tableau 1. Nous simulons la réponse transitoire de cet échangeur à un échelon de température de 20°C à 120°C. La situation de départ étant caractérisé par une température identique des deux fluides égale à la température du milieu ambiant soit 20°C. Les résultats de cette simulation sont donnés dans la figure 1.

Longueur (m)	3.6
$r_{i1}$ (m)	$10. 10^{-3}$
$r_{e1}$ (m)	$12. 10^{-3}$
$r_{i2}$ (m)	$20. 10^{-3}$
$r_{e2}$ (m)	$22. 10^{-3}$
Paroi interne	cuivre
Paroi externe	cuivre

Tableau 1 : caractéristiques de l'échangeur simulé

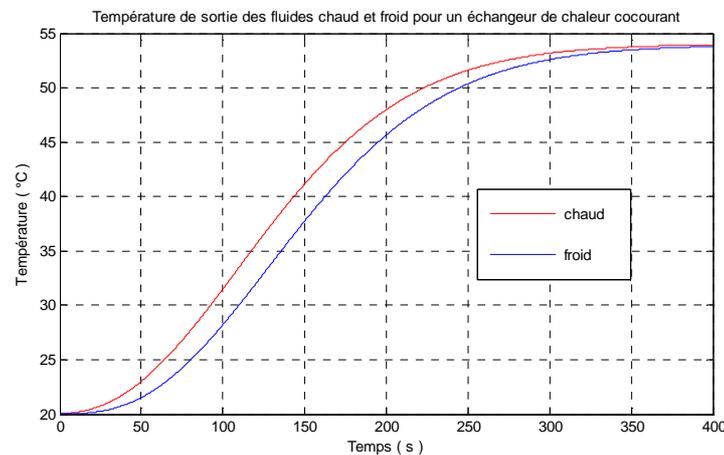


Figure 1 : Températures de sortie d'un échangeur bitube co-courant en régime transitoire. Sollicitation imposée : échelons de température de 20° à 120°C sur le fluide chaud

Les résultats obtenus ont été, en premier lieu, comparés en régime stationnaire à ceux fournis par un calcul classique des températures de sortie des fluides avec la méthode NUT. Ils ont été ensuite comparés et validés par comparaison avec des mesures sur des échangeurs bitube eau-eau [2], [4].

### 3 Détermination d'un modèle analytique

Il est fréquent dans la littérature de modéliser la réponse instationnaire d'un échangeur bitube à un échelon de température ou de débit en entrée par des modèles à une ou à deux exponentielles retardées. Ainsi si l'un des deux fluides subit une sollicitation en entrée (par exemple un échelon de température), l'autre fluide, le fluide non perturbé, voit sa température en sortie de l'échangeur modélisée par :

$$\text{Pour } t < t_r \quad T(t) = T_0$$

$$t > t_r \quad T(t) = T_0 + (T_\infty - T_0) \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right)$$

Cette modélisation suppose que le processus étudié corresponde à deux zones temporelles totalement distinctes. Une zone avec  $t < t_r$ , où aucune incidence de la sollicitation en entrée n'est ressentie par l'autre fluide, et une autre où la réponse est une exponentielle. Dans la pratique, on constate que ce modèle analytique s'écarte des mesures expérimentales [8] et des résultats de notre simulations numérique de plusieurs degrés (5 degrés dans l'exemple ci-dessus) dans la zone  $t < t_r$  et au démarrage de la courbe exponentielle.

Afin de pallier cet inconvénient, nous proposons de modéliser analytiquement la réponse instationnaire d'un échangeur bitube à des échelons de température ou de débit en entrée par une équation analytique qui utilise la fonction erreur et sa complémentaire dont la forme est :

$$T(t) = T_{inf} * \operatorname{erf}\left(\frac{t^B}{A_1}\right) + T_0 * \operatorname{erfc}\left(\frac{t^B}{A_2}\right)$$

Ce modèle est un modèle à trois paramètres B, A<sub>1</sub> et A<sub>2</sub> alors que les modèles à deux exponentielles et à deux temps de retardement sont des modèles à quatre paramètres (deux temps de retard et deux constantes de temps).

Avec ce type de modèle nous arrivons à simuler la réponse des échangeurs bitubes avec une excellente fidélité. Ainsi, dans l'exemple précédent, la valeur absolue des différences entre le modèle numérique et ce modèle analytique pour la température de sortie du fluide chaud ne dépasse pas **0,16 °C**. Les valeurs des coefficients de ce modèle sont :

$$B = 1,028 ; A_1 = 207.6 s^B ; A_2 = 83.87 s^B$$

Pour le fluide froid, nous trouvons les résultats suivants :

$$B = 1,122 ; A_1 = 378.4 s^B ; A_2 = 147.3 s^B$$

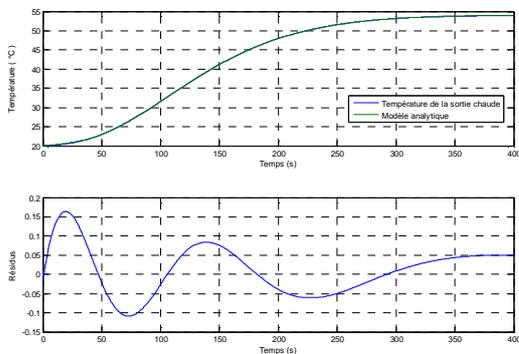


Figure 2 : Températures de sortie du fluide chaud simulée numériquement vs modèle analytique correspondant et les différences locales correspondantes

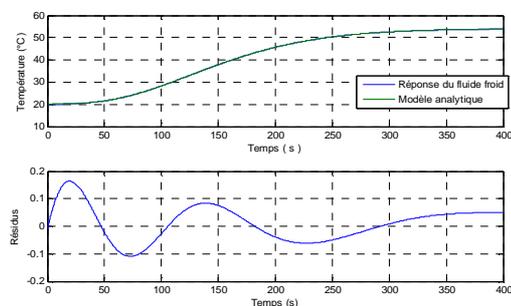


Figure 3 : Températures de sortie du fluide froid simulée numériquement vs modèle analytique correspondant et les différences locales correspondantes

Cependant, malgré le fait qu'il reproduise fidèlement la réponse de l'échangeur prévue numériquement, ce modèle présente l'inconvénient d'avoir des coefficients qui sont dépendant des températures d'entrée. Avoir un modèle avec des paramètres intrinsèques à l'échangeur aurait été plus convenable.

## Boucle expérimentale

Pour valider les résultats de notre simulation sur un échangeur bitube gaz-gaz, nous avons réalisé un montage expérimental que nous présentons pour la première fois. L'échangeur bitube réalisé à une longueur suffisamment grande (3.6 m) pour s'affranchir des effets d'entrée. Il est équipé de 14 thermocouples et de 6 capteurs de flux. Les thermocouples et les capteurs de flux sont reliés à une centrale de mesure sous Labview®. Le fluide chaud provient d'une centrale de traitement de l'air (marque Dragon®) qui permet d'imposer le débit ou la température désirée. Elle permet d'imposer l'entrée en échelon ou en rampe que l'on souhaite avec la plage de températures souhaitée. Les principales caractéristiques de cette centrale d'alimentation en air sont les suivantes :

- Flux d'air ajustable : de  $8 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  à  $30 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Température : de  $-80 \text{ }^\circ\text{C}$  à  $250 \text{ }^\circ\text{C}$
- Réalisation d'échelon de température
- Réalisation de rampe de température :
  - o Rampe contrôlée : de  $0.03$  à  $20 \text{ }^\circ\text{C} \cdot \text{s}^{-1}$
  - o Rampe non contrôlée : de  $-55 \text{ }^\circ\text{C}$  à  $+125 \text{ }^\circ\text{C}$  en 7 s et de  $+125 \text{ }^\circ\text{C}$  à  $-55 \text{ }^\circ\text{C}$  en 14 s
- Précision et stabilité :  $\pm 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$

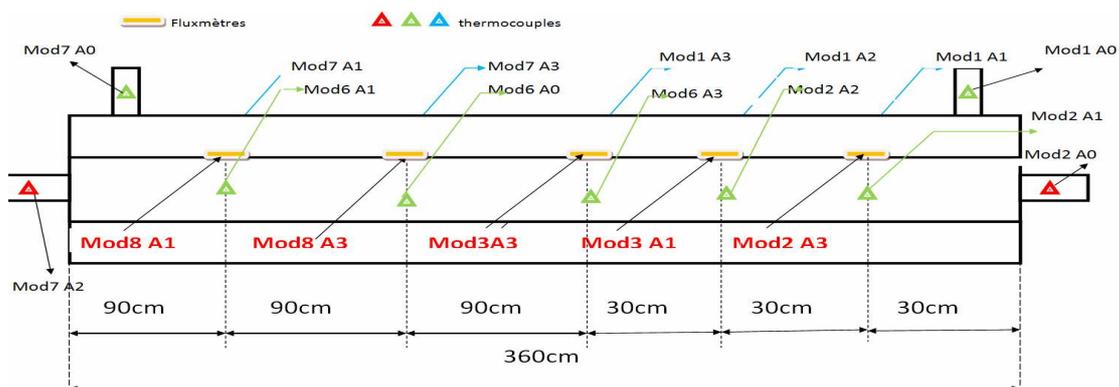


Figure 3 : Répartition des thermocouples et des fluxmètres sur l'échangeur

L'ensemble de la boucle est représenté schématiquement sur la figure ci dessous.

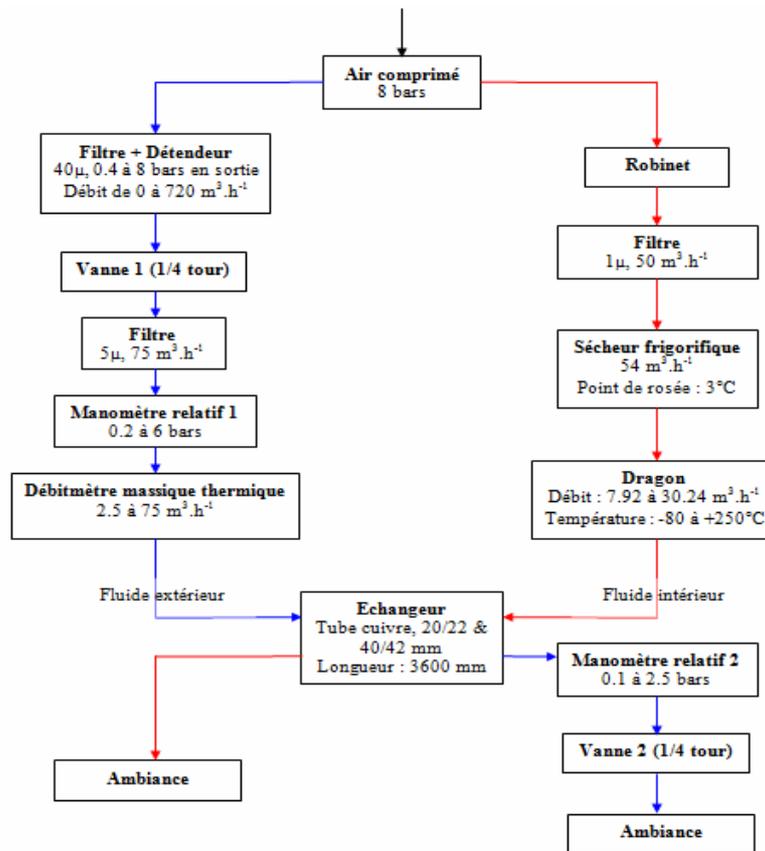


Figure 1 : Schéma de la boucle expérimentale

## 4 Conclusion

Dans ce travail nous avons présenté à la fois un modèle numérique et une maquette expérimentale d'un échangeur bitube fonctionnant en régime instationnaire.

Notre modèle numérique a été validé en régime stationnaire et en instationnaire sur des mesures disponibles dans la littérature réalisées sur des échangeurs bitube eau-eau. Il nous permet désormais de prévoir la réponse de ces échangeurs à différentes sollicitations imposées sur les fluides en entrées.

Nous avons proposé une nouvelle formulation analytique de la réponse instationnaire de ce type d'échangeurs qui présente l'avantage par rapport à la classique formulation en exponentielle amortie et retardée de reproduire de manière très fidèle cette réponse.

Finalement, nous avons présenté dans cette communication le montage expérimental d'échangeur bitube gaz-gaz que nous avons réalisé et instrumenté pour un fonctionnement en régime instationnaire avec des sollicitations contrôlées en température et en débit en entrées. Ce montage disponible pour un fonctionnement en monophasique est destiné à évoluer vers un fonctionnement instationnaire en diphasique.

## Références

- [1] M.A Al-Nimr, M.A.I El-Shaarawi, Analytical solutions for transient conjugated heat transfer in parallel plate and circular ducts, *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 19 (1992) 869-878
- [2] F. Bagui, M.A Abdelghani-Idrissi, H. Chafouk, Heat exchanger Kalman filtering with process dynamic acknowledgement, *Computers and Chemical Engineering* 28 (2004) 1465-1473
- [3] M. Henrion, M. Feidt, Comportement en régime transitoire de divers types d'échangeurs Modélisation et conséquences, *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 18 (1991) 731-740
- [4] D.Aznilon, P. Pierson et J. Padet, Constante de temps des échangeurs thermiques, *Rev. Gén. Therm. Fr.*, (338) : 64-78, 1990.
- [5] P. Pierson et J. Padet, Etude théorique et expérimentale des échangeurs thermiques instationnaires. Simulation d'une phase de relaxation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 31 (1988), 1577-1586.
- [6] P. Pierson, D. Azilinson et J. Padet, Simulation du fonctionnement des échangeurs thermiques soumis à des conditions aux limites variables. *Rev. Phy. Appl.*, 24 (1989) 145-154.
- [7] M. Hadidi et al., Loi de réponse de réponse d'un échangeur thermique soumis à des échelons de températures aux entrées, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 22-1 (1995), 1789-1871.
- [8] C. Jacqot, *Transfert instationnaire de chaleur en échangeur récupérateur de moteur de fusée ; simulation expérimentale en échangeur bitube*, Thèse de doctorat de l'Université Henri Poincaré, Nancy I (2007).
- [9] V.Gnielink, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Inter. Chemical Engineering*, 16-2, (1976), 359-367A.
- [10] A. Kaled. *Echangeur de chaleur en régime instationnaire. Simulation numérique et modélisation*. Mémoire de Master 2 Recherche. Université Henri Poincaré, Lemta (2009).