

ETUDE EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE D'UN ECHANGEUR DESTINE A LA RECUPERATION DE CHALEUR FATALE SUR BANCS D'ESSAIS DE MOTEURS AERONAUTIQUES

Samuel **GENDEBIEN**^{a,*}, Ludovic **GUILLAUME**^a, Sebastian **BELLOLIO**^a, Pol **FRANCOIS**^a,
Bertrand **DECHESNE**^a, Sebastien **DUBOIS**^b, Vincent **LEMORT**^a

^a Laboratoire de thermodynamique, Université de Liège, Liège, Belgique

^b ACTE s.a, Ateliers de construction de thermo-échangeurs, Liège, Belgique

RÉSUMÉ

Aujourd'hui, d'importants efforts sont réalisés dans divers secteurs afin de diminuer la consommation en énergie. En ce qui concerne le secteur aéronautique, de nombreux tests sont réalisés sur les moteurs afin d'assurer la sécurité du transport aérien. Dans ce contexte, il a été envisagé de récupérer, recycler et valoriser l'énergie produite par le moteur au moyen d'un échangeur placé dans la cheminée d'évacuation des gaz. Pour ce faire, un prototype de modèle réduit d'échangeur récupératif sur gaz de combustion (gaz/eau ou gaz/huile) a été conçu, fabriqué et testé. Ce papier présente les caractéristiques du modèle réduit de l'échangeur développé spécifiquement pour cette application. L'ensemble du banc d'essais et le système de mesure mis en place afin de caractériser les performances de l'échangeur sont décrits. Une analyse des résultats expérimentaux est présentée. Les tests sont notamment divisés en deux parties : établissement des performances en régime monophasique et diphasique. Notons également que les performances hydrauliques de l'échangeur ont été expérimentalement déterminées. Un modèle numérique de type semi-empirique est proposé pour prédire les performances de l'échangeur. Ce dernier nécessite un calibrage des paramètres au moyen des données expérimentales afin de prédire les performances de l'échangeur sous une grande plage de conditions opératoires. Une comparaison entre résultats numériques et expérimentaux est finalement présentée.

Mots Clés : *récupération chaleur fatale, échangeur de chaleur, tests expérimentaux, modèle numérique, réconciliation mesure*

NOMENCLATURE

Symboles :

A surface d'un élément, m²

\dot{C} flux capacitif, W/K

e épaisseur de l'échangeur, m

EG exhaust gas (gaz chauds)

K conductivité thermique, W/m-K

H coefficient d'échange convectif, W/m²-K

Nu Nombre de Nusselt, -

Pr Nombre de Prandtl, -

Re Nombre ed Reynolds,-

T température, K

U coefficient d'échange convectif W/m²-K

ex exhaust (sortie)

ev évaporateur

hx heat exchanger (échangeur de chaleur)

liq liquide

mes mesuré

sf secondary fluid (fluide secondaire-gaz chauds)

su supply (entrée)

tot total

tp two phase (deux phases)

vap phase vapeur

wall paroi

wf working fluid (fluide de travail)

Indices / Exposants :

calc calculé

* auteur correspondant

Adresse électronique : sgendebien@ulg.ac.be

1. INTRODUCTION

Les bancs d'essais pour moteurs aéronautiques sont de gros consommateurs de carburant. Cette consommation peut se chiffrer jusqu'à plusieurs milliers de litres à l'heure, voire des dizaines de milliers, quand de gros moteurs sont testés. Il n'est évidemment pas envisageable de limiter ou d'éviter de tels essais puisqu'il y va directement des conditions de sécurité du transport aérien d'une façon générale. Par contre, des pistes de développement concrètes sont envisagées en vue de récupérer une partie de l'énergie rejetée par les moteurs en cours d'essais. Compte tenu des quantités de carburant consommées, même si une petite partie de l'énergie est récupérée, les conséquences peuvent être significatives pour le site d'essais : limitation des consommations énergétiques du site (chaleur et électricité) qui génère directement un gain financier, limitation de l'impact environnemental du site (bilan carbone plus favorable), etc. A ce jour, aucun banc d'essais dans le monde n'est équipé de systèmes spécifiquement étudiés dans le but de récupérer, recycler et valoriser une partie de l'énergie produite par le moteur. Cette démarche est entièrement novatrice et commence à poindre au sein de cette niche de l'industrie aéronautique.

L'article consiste en l'étude d'un échangeur récupératif de chaleur et est divisé en trois sections. Dans un premier temps, les caractéristiques géométriques et constructives de l'échangeur récupératif seront présentées. Pratiquement, l'échangeur testé correspond à un modèle réduit de l'échangeur final supposé être installé dans la cheminée d'évacuation des gaz chauds du banc d'essais de moteurs aéronautiques. Il était effectivement impossible de fournir un débit aussi important que celui délivré par un moteur turbofan (1240 kg/s) au moyen d'installations expérimentales en laboratoire. L'adaptation de la surface de passage de l'échangeur de chaleur a été effectuée afin de se situer dans des régimes d'écoulement similaire à celui attendu dans le cas réel (similitude des Reynolds).

Deuxièmement, le banc d'essais et les résultats expérimentaux des différents tests réalisés seront introduits. Afin de tester l'échangeur sous différentes conditions opératoires, l'échangeur a été installé dans une veine d'air instrumentée et couplée à un générateur d'air chaud d'une capacité de 450 kW. Les performances thermiques et hydrauliques (côté gaz chauds et côté eau) de l'échangeur seront déterminées pour différents régimes opératoires. Un des objectifs de la campagne d'essais est notamment d'analyser le comportement de l'échangeur sous deux régimes d'écoulement: monphasique et diphasique.

L'idée est donc de caractériser l'élément récupératif, si ce dernier est utilisé à deux types de finalités :

- uniquement récupération de chaleur sensible (valorisation de la chaleur pour le chauffage du site d'exploitation, par exemple) ;
- production électrique au moyen de cycle de Rankine organique (ORC) comme mode de récupération de chaleur. Dans ce cas, l'élément

récupératif sera utilisé comme évaporateur au sein du cycle.

La détermination des performances hydrauliques de l'échangeur revêt également une importance capitale. En effet, si les pertes de charge engendrées par le passage des gaz chauds dans l'échangeur de chaleur sont trop importantes, cela affectera les résultats des essais de performances des moteurs testés et un dispositif d'extraction (mécanique) se devra d'être installé, ce qui engendrera des consommations électriques auxiliaires.

Dans un troisième temps, un modèle de simulation de type semi-empirique sera présenté. Ce dernier a pour but de pouvoir prédire le comportement de l'échangeur pour le régime monphasique et diphasique en régime établi. La méthode de calibration des paramètres au moyen des données expérimentales sera notamment présentée dans cette section.

2. CARACTERISTIQUES ECHANGEUR

L'échangeur testé dans le cadre de cette campagne d'essai est un échangeur utilisant une technologie de plaques tubulaires permettant de combiner une surface d'échange importante, des coefficients d'échange importants, l'utilisation d'un fluide secondaire sous pression grâce à un système de rétention local de la pression (soudage de l'ensemble de points de contacts, comme indiqué sur la Figure 1) et une adaptabilité de la section de passage des fumées (grâce à un ajustement de l'espacement des plaques tubulaires).

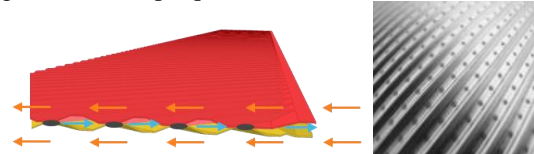


Figure 1: Ecoulement de flux à l'intérieur/extérieur plaques tubulaires (gauche) et points de soudage des plaques tubulaires(droite)

L'eau est distribuée sur l'ensemble des plaques tubulaires au moyen de collecteurs d'eau en entrée. Des collecteurs identiques sont utilisés en sortie de l'échangeur.

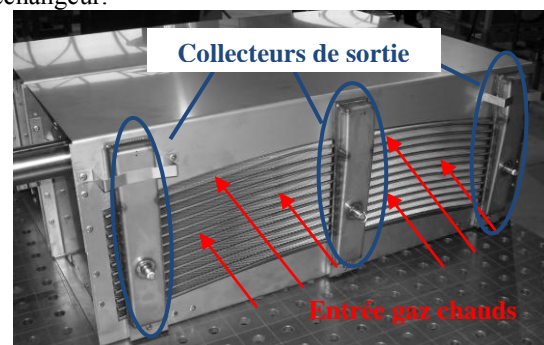


Figure 2: Echangeur de chaleur testé

Afin de réaliser la démonstration de performances visée, un prototype d'échangeur à contre-courant constitué de deux modules identiques positionnés en série a été réalisé. La configuration d'écoulement des flux est

* auteur correspondant
Adresse électronique : sgendebien@ulg.ac.be

représenté à la Figure 3 (échangeur vu du haut). Les flèches bleues représentent schématiquement l'écoulement du flux d'eau et les flèches rouges, l'écoulement des gaz chauds.

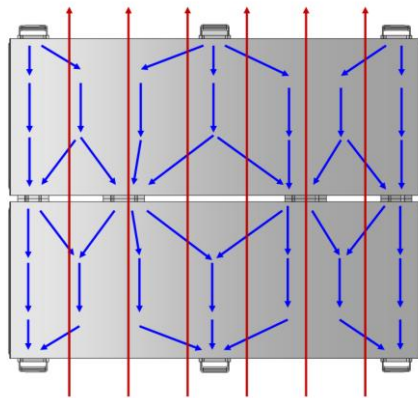


Figure 3: Configuration d'écoulement de flux

Les caractéristiques géométriques de l'échangeur sont reprises dans le tableau suivant:

Table 1: Caractéristiques géométriques de l'échangeur

Espacement des plaques	12 mm
Surface d'échange	13.91 m ²
Largeur plaque	790mm
Longueur écoulement	620 mm
Section frontale gaz	0.1323 m ²
Section frontale fluide	0.0088 m ²
Diamètre hydraulique gaz	20.4 mm
Diamètre hydraulique fluide	1.36 mm

3. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAIS

Le banc d'essais construit afin de déterminer les performances de l'échangeur de chaleur en mode évaporateur est schématiquement représenté à la Figure 4. Il est composé de trois circuits distincts : la veine d'air chaud, la boucle d'eau déminéralisée et la boucle d'eau du réseau.

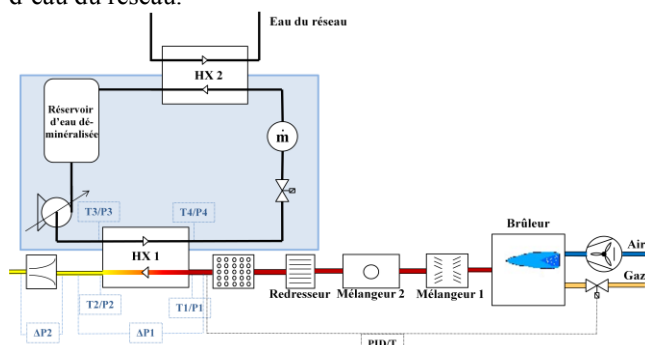


Figure 4: Représentation schématique du banc d'essais

L'utilisation d'eau déminéralisée permet d'éviter l'accumulation de calcaire à l'intérieur des plaques tubulaires. Cet accumulation pourrait mener à l'obstruction totale de la section de passage, côté eau. Concernant les essais en mode récupération de chaleur sensible (heat-to-heat), l'eau du réseau est directement utilisée en entrée d'échangeur. Afin de contrôler la

température en entrée, une partie du débit peut éventuellement être récirculée depuis la sortie vers l'entrée de l'échangeur.

La boucle de production des gaz chauds est constituée d'un brûleur à gaz alimenté en air par un ventilateur centrifuge à vitesse variable entraîné par un moteur d'une puissance de 75 kW. Les produits de combustion ainsi obtenus peuvent atteindre une température maximale de 450°C et un débit maximum d'air de 4,2 kg/s. Afin d'assurer une uniformisation de la température et de la vitesse de l'écoulement, des mélangeurs et redresseurs de flux ont été placés entre le brûleur et l'échangeur étudié. Une fois passés au travers de cet échangeur, les gaz chauds passent dans un banc de cinq tuyères (pouvant être indépendamment obturées) permettant de mesurer le débit sur base de la différence de pression ΔP_2 . Les gaz sont ensuite rejetés à l'atmosphère. Afin d'obtenir la température désirée en entrée de l'échangeur, le débit de gaz est contrôlé via un régulateur PID qui agit sur l'ouverture de la vanne d'admission de gaz.

En ce qui concerne la boucle d'eau déminéralisée, elle est composée de l'échangeur de chaleur étudié, d'une vanne de détente, d'un condenseur, d'un réservoir et d'une pompe à vitesse variable pour la circulation de l'eau. La vapeur d'eau sortant de l'échangeur passe dans une vanne de détente menant au condenseur (tube et calandres). Ce dernier est connecté à l'eau de distribution. Une fois passée dans le condenseur, l'eau déminéralisée est dirigée dans le réservoir.

Différents capteurs ont été placés sur le banc d'essais dans le but de déterminer les performances de l'échangeur. La figure 4 indique schématiquement leur position sur le banc d'essais.

Trois types de capteurs ont été installés côté gaz : des thermocouple type-K pour les températures (neuf pour chaque point de mesure), des capteurs de pression absolue afin de mesurer la pression en entrée et sortie de l'échangeur et enfin des capteurs de pression différentielle utilisés pour mesurer les performances aérodynamiques de l'échangeur et le débit d'air chaud. La détermination de ce débit est effectuée au moyen de la mesure de pression différentiel aux bornes du banc de tuyères. Le passage des gaz chauds au travers de ces tuyères génèrent, en effet, une différence de pression proportionnelle au débit de gaz.

Du côté de l'eau déminéralisée, il y a également trois type de capteurs : des thermocouples de type-T (installés dans des doigts de gants) pour les températures, des capteurs de pression absolue pour mesurer la pression en entrée et sortie de l'échangeur et un compteur d'eau à impulsions afin de mesurer le débit d'eau déminéralisée traversant l'échangeur. Un compteur d'impulsions est utilisé pour l'acquisition des données.

Les différents capteurs et leurs précisions (côté gaz chauds et côté eau) sont respectivement repris dans les tableaux 2 et 3.

* auteur correspondant
Adresse électronique : sgendebien@ulg.ac.be

Table 2: Précisions des capteurs utilisés sur le banc côté gaz chauds

Température Type-K	Pression absolue (Bar)	Différence de pression (Pa)
T1 : ±0.3K	P1 : ±1.5% F.S.(1.5bar)	ΔP1 : ±0.5% FS / 1.5% m.v.
T2 : ±0.3K	P2 : ±1.5% F.S.(1.5bar)	ΔP2 : ±0.5% FS / 1.5% m.v.

Table 3: Précisions des capteurs utilisés sur le banc côté eau

Température Type-T	Pression absolue (Bar)	Débitmètre (kg/s)
T3 : ±0.5K	P3 : ±1.5% F.S.(5bars)	±5% m.v.
T4 : ±0.5K	P4 : ±1.5% F.S.(20bars)	

4. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Afin de déterminer les paramètres du modèle de l'échangeur, il est nécessaire de réaliser une batterie de tests. Deux types d'essais ont été réalisés sur ce banc, des essais en mode liquide dits « heat to heat » et des essais en mode évaporateur. Les performances hydrauliques de l'échangeur sont également présentées.

4.1. Mode Heat to Heat

Les résultats des essais réalisés en mode « heat to heat » sont représentés sur les figures 5 et 6. Lors de ces essais, les températures des gaz et de l'eau en entrée de l'échangeur sont respectivement de l'ordre de 68°C et 18°C. La Figure 5 illustre la variation de l'efficacité en fonction du débit d'eau pour deux débits de gaz différents. L'efficacité côté eau est définie comme le rapport entre le flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur et le flux de chaleur maximum transférable. Elle est calculée comme suit :

$$\varepsilon_{hx,gaz} = \frac{\dot{Q}_{gaz}}{\min(\dot{C}_{eau}, \dot{C}_{gaz}) * (T_{su,gaz} - T_{su,eau})}$$

Ces essais montrent qu'une augmentation du débit d'eau au travers de l'échangeur mène à une diminution de l'efficacité. L'impact du débit de gaz chaud sur l'efficacité est quant à lui, relativement faible.

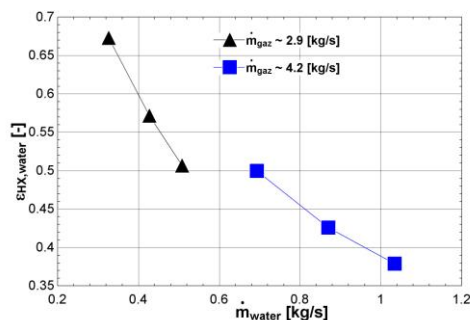


Figure 5: Efficacité thermique [-] côté eau

La Figure 6 représente la puissance échangée mesurée côté eau en fonction de la puissance échangée côté gaz. Les déviations observées sont toutes inférieures à ±10%.

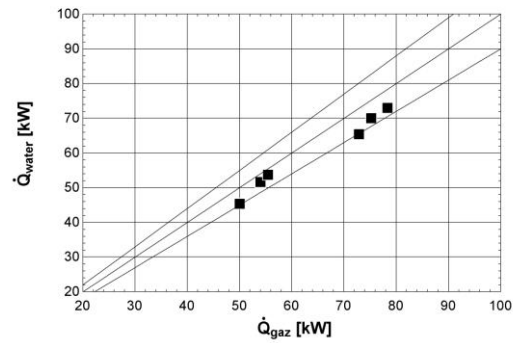


Figure 6: Puissances thermiques mesurées (côté eau vs côté gaz)

4.2. Mode évaporateur

Lors des essais en mode évaporateur, deux degrés de liberté ont été modifiés : la pression dans l'échangeur côté eau ainsi que le débit d'eau le traversant. Dans ce cas, les températures des gaz et de l'eau en entrée de l'échangeur sont respectivement de l'ordre de 178°C et 16°C. Ces essais sont représentés graphiquement à la Figure 7.

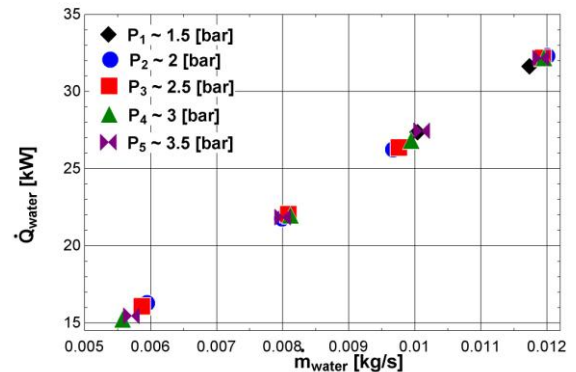


Figure 7: Puissance thermique échangée mesurée côté eau pour différents niveaux de pression

4.3. Performances Hydrauliques

Sur la Figure 8, sont représentées les pertes de charges côté gaz chauds. Celles-ci sont relativement faibles et inférieures à la contrepression maximal admissible par le moteur turbofan (cahier des charges de l'échangeur).

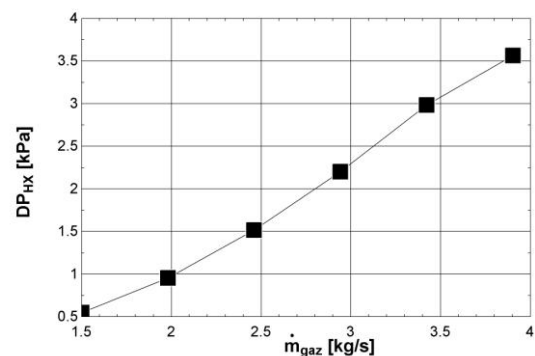


Figure 8: Pertes de charges dans l'échangeur

Les pertes de charges côté eau sont représentées sur la Figure 9.

* auteur correspondant
Adresse électronique : sgendebien@ulg.ac.be

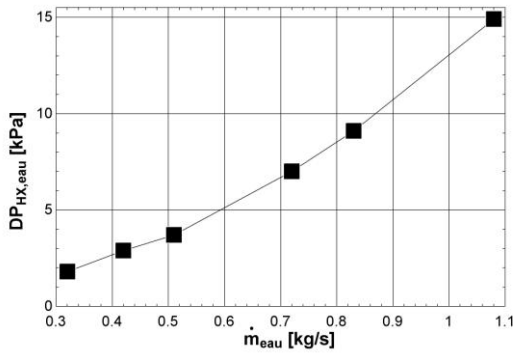


Figure 9: Pertes de charges dans l'échangeur

5. MODELE NUMERIQUE

5.1. Echangeur à plaques

Le modèle élaboré est un modèle contre-courant à trois zones pour les échangeurs de chaleur à plaques représentées à la figure ci-dessous. Ce modèle suppose que le fluide de travail passe dans trois états distincts lorsqu'il traverse l'échangeur de chaleur. Chacun de ces états correspond à une fraction limitée de la zone de transfert thermique de l'échangeur. Le composant est ainsi constitué de trois zones distinctes qui permettent de traiter séparément les échanges thermiques entre le fluide secondaire et le fluide de travail en fonction de l'état thermodynamique de ce dernier. La zone dans laquelle le fluide de travail est dans un état diphasique est en outre discrétisée de façon à estimer précisément le taux de vide et la densité du fluide pour chaque cellule.

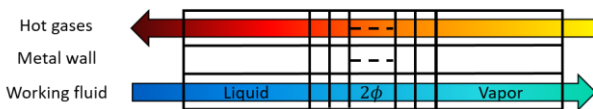


Figure 10: Zones de l'échangeur

Chaque zone ou cellule est caractérisée par une surface d'échange A et un coefficient de transfert de chaleur global U calculé sur base des coefficients d'échanges convectifs côté fluide de travail et côté gaz comme suit

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{wf,conv}} + \frac{1}{k_{wall,cond}/e_{wall}} + \frac{1}{h_{sf,conv}}$$

Ces coefficients d'échange sont obtenus sur base de corrélations de transfert de chaleur. Les surfaces d'échange correspondantes sont alors déduites sur base de la méthode $\epsilon - NTU$ (effectiveness - Number of Transfer Unit) ou LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference). La surface d'échange totale de l'échangeur est obtenue en additionnant les surfaces d'échange de chaque zone.

$$A_{tot} = A_{liq} + \sum_{i=1}^N A_{tp,i} + A_{vap}$$

Différentes corrélations sont utilisés pour traiter le transfert de chaleur (et les pertes de charges) dans chaque zone.

- Côté fluide de travail

- Monophasique: Corrélation de H. Martin [1]
- Diphasique : Corrélation de Han [2]
- Côté fluide secondaire
- Une corrélation pour le calcul du nombre de Nusselt du type $Nu = a.Re^b.Pr^c$ est utilisée. Les coefficients a , b et c sont identifiés de façon à prédire l'échange de chaleur mesuré expérimentalement, la surface d'échange totale étant connue.

La méthodologie de modélisation et de résolution du modèle est schématisée à la Figure 11. A partir des entrées du modèle, en bleu pour l'eau et en rouge pour les gaz, et d'une valeur plausible de température d'eau en sortie d'évaporateur, sont calculées successivement les puissances échangées au sein de chaque cellule puis les coefficients de transfert de chaleur et pertes de charge afin de déduire les surfaces d'échange. Finalement, en additionnant les surfaces d'échange de chaque cellule, la surface totale de l'échangeur est obtenue et comparée à sa surface réelle. L'erreur commise sur la surface d'échange totale est alors utilisée pour itérer sur la température de l'eau en sortie de l'évaporateur.

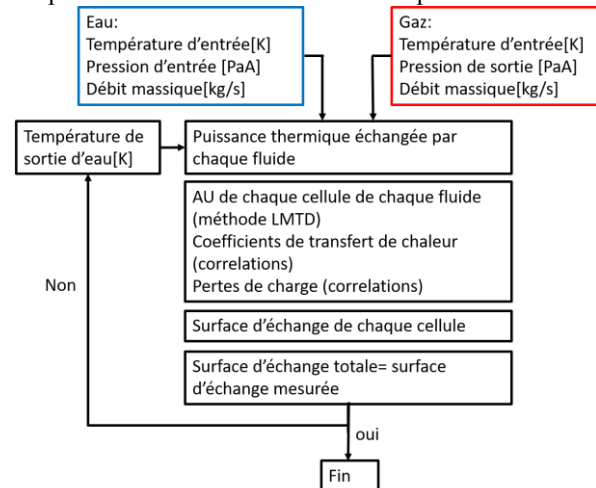


Figure 11: Schéma de principe du modèle d'évaporateur

6. COMPARAISON RESULTATS NUM. et EXP.

Le but de la présente section est d'offrir une comparaison entre résultats expérimentaux et résultats numériques. Les paramètres (a, b, c) sont ajustés de façon à prédire au mieux les 3 variables de sortie du modèle (puissance échangée ou température de sortie d'eau, pression de sortie d'eau, pression d'entrée des gaz) comparativement aux données expérimentales.

Ces paramètres sont identifiés de façon à minimiser une fonction objective d'erreur définie comme la moyenne de la somme pondérée du carré des erreurs relatives commises sur chaque variable de sortie :

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(w_1 \left(\frac{\dot{Q}_{wf,ev,mes} - \dot{Q}_{wf,ev,calc}}{\dot{Q}_{wf,ev,mes}} \right)^2 + w_2 \left(\frac{P_{wf,ex,ev,mes} - P_{wf,ex,ev,calc}}{P_{wf,ev,mes}} \right)^2 + w_3 \left(\frac{P_{hf,su,ev,mes} - P_{hf,su,ev,calc}}{P_{hf,su,ev,mes}} \right)^2 \right)$$

* auteur correspondant

Adresse électronique : sgendebien@ulg.ac.be

Les résultats de l'optimisation sont donnés à la table 4 et les performances de l'échangeur prédites par le modèle sont confrontées aux mesures expérimentales aux Figure 12 à Figure 14.

Table 4: Paramètres de calibration du modèle d'évaporateur

Paramètre	a	b	c
Valeur	0.01	0.8	1/3

Ci-dessous, des comparaisons entre la prédiction et la mesure de chaque variable de sortie sont réalisées :

- La déviation obtenue sur la puissance échangée atteint 2% au maximum
- Les déviations obtenues sur les pertes de charge sont de l'ordre de 1%

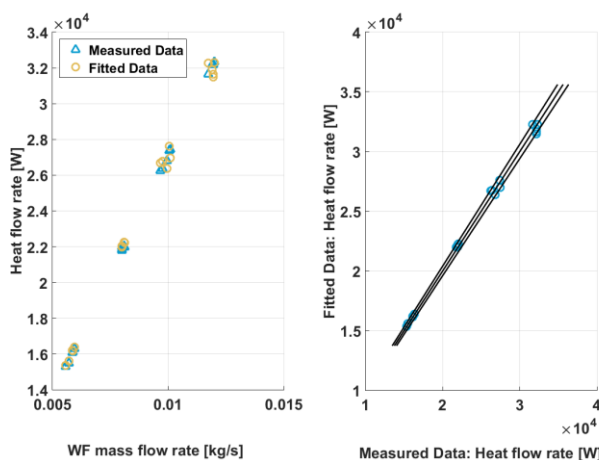


Figure 12: Comparaison entre la prédiction et la mesure de puissance échangée côté eau au sein de l'évaporateur

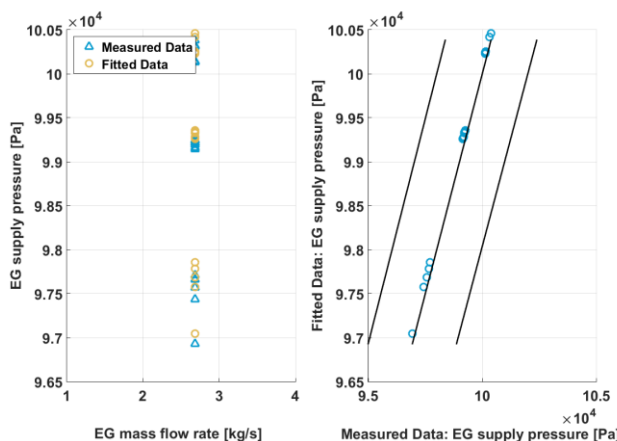


Figure 13 : Comparaison entre la prédiction et la mesure de pression de l'eau en sortie de l'évaporateur

7. CONCLUSIONS et TRAVAUX FUTURS

Le présent papier s'intéresse à la récupération de chaleur fatale sur banc d'essais aéronautiques. Les caractéristiques géométriques et les performances associées d'un échangeur récupérateur spécifiquement étudié pour cette application sont présentées.

* auteur correspondant

Adresse électronique : sgendebien@ulg.ac.be

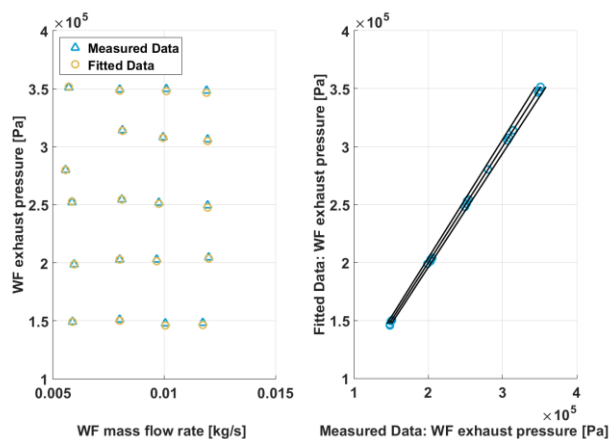


Figure 14: Comparaison entre la prédiction et la mesure de pression des gaz en entrée de l'évaporateur

Les performances observées sont encourageantes et le potentiel de récupération de chaleur de la solution proposée semble être prometteur. Le banc d'essais développé permet de tester l'échangeur sous une large gamme de conditions opératoires et notamment en mode évaporateur. Un modèle basé sur des corrélations calibrées permet de reproduire les performances et le comportement de l'échangeur, notamment en mode évaporateur.

Ce modèle servira notamment de base pour les travaux futurs. En effet, les régimes transitoires apparaissant dans l'échangeur en mode évaporateur feront l'objet d'une étude spécifique. Les résultats numériques provenant d'un modèle de simulation capable de reproduire le comportement de l'échangeur en régime transitoire seront présentés et confrontés aux résultats des mesures expérimentales. La prédiction du comportement d'échangeurs récupérateurs en régime transitoire revêt une importance capitale notamment pour l'optimisation de cycle de Rankine organique où les changements de conditions opératoires sont fréquents. Ainsi, ce type de modèle dit « dynamique » pourra être utilisé dans la modélisation de cycle de Rankine organique sur gaz d'échappements dans le domaine automobile.

REMERCIEMENTS

Les auteurs aimeraient remercier la Région Wallone (DGO6) pour son support financier dans le cadre du projet GREEN.

RÉFÉRENCES

- [1] DONG-HYOUCK HAN, KYU-JUNG LEE, YOON-HO KIM. Experiments on the characteristics of evaporation of r410a in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations. Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1209–1225.
- [2] HOLGER MARTIN. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. Chemical Engineering and Processing 35 (1996) 301-310.