



HAL
open science

Modélisation et simulation des échangeurs d'une installation de production d'électricité par énergie thermique des mers

Jean Castaing-Lasvignottes, Audrey Journoud, Frantz Sinama, Alexandre Dijoux, Bertrand Clauzade, Xavier Boissière, Olivier Marc Marc

► To cite this version:

Jean Castaing-Lasvignottes, Audrey Journoud, Frantz Sinama, Alexandre Dijoux, Bertrand Clauzade, et al.. Modélisation et simulation des échangeurs d'une installation de production d'électricité par énergie thermique des mers. Congrès annuel de la société française de thermique (SFT 2016), ONERA, May 2016, Toulouse, France. hal-01650144

HAL Id: hal-01650144

<https://hal.science/hal-01650144>

Submitted on 28 Nov 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.

Modélisation et simulation des échangeurs d'une installation de production d'électricité par énergie thermique des mers

Jean CASTAING-LASVIGNOTTES^{1*}, Audrey JOURNOUD¹, Frantz SINAMA¹, Alexandre DIJOUX¹, Bertrand CLAUZADE², Xavier BOISSIERE², Olivier MARC¹.

¹Laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique pour l'Energie et l'environnement (PIMENT),
117 rue du Général Ailleret, 97430 Le Tampon, Ile de La Réunion, France

²DCNS (Direction des Constructions Navales), Indret, 44620 La Montagne, France.

*(auteur correspondant jean.castaing-lasvignottes@univ-reunion.fr)

Résumé - L'Energie Thermique des Mers (ETM) permet de produire de l'électricité à partir de la différence de température entre l'eau de mer chaude en surface des océans et l'eau de mer froide en profondeur grâce au cycle thermodynamique fermé de Rankine. Une installation expérimentale située en zone intertropicale à l'Ile de La Réunion, où cet écart de température peut atteindre la vingtaine de degrés, le PAT ETM (Prototype A Terre d'Energie Thermique des Mers), a été mise en place dans le but de tester la faisabilité de ce type d'installation, construire des modèles numériques adaptés, confronter les résultats à l'expérimentation et choisir des technologies de composants les plus appropriées. Compte tenu des très faibles écarts de température entre les sources, les éléments clés du cycle restent les échangeurs de chaleur dont on cherche à améliorer le fonctionnement. Pour cela, une modélisation des échangeurs a été construite sur la base des résultats expérimentaux obtenus sur le banc PAT ETM et de l'analyse qui en est faite. Cette partie constitue le cœur du travail réalisé et s'illustre par le test de différentes technologies d'évaporateurs (tubes/calandre à surface lisse ou améliorée, à film ruisselant, à plaques) et la recherche et l'identification des corrélations d'échange les plus adaptées aux cas considérés. Nous avons choisi de simuler l'un des échangeurs (l'évaporateur en l'occurrence) au moyen d'une modélisation par zone. Il s'agit de séparer la zone de chauffage du liquide avant évaporation de celle de l'évaporation proprement dite puis de celle de la surchauffe. L'étude fait appel à des combinaisons série/parallèle d'échangeurs unitaires décrites selon une approche ΔTLM . Les conditions opératoires et la configuration géométrique relativement simple de l'évaporateur nous ont permis un choix éclairé des corrélations de coefficients d'échange à utiliser pour l'eau ainsi que l'ammoniac dans ses deux transformations sous forme d'énergie sensible. En revanche, c'est moins le cas dans la zone diphasique d'évaporation où les relations issues de la littérature donnent des résultats assez différents et par conséquent d'une fiabilité assez faible. Ainsi, fort des résultats expérimentaux obtenus sur le PAT et de ce modèle, nous avons pu comparer ces différentes corrélations afin de déterminer la plus adaptée à notre cas et analyser le comportement de l'échangeur notamment en déterminant les surfaces d'échanges dédiées aux phénomènes décrits plus haut.

Nomenclature

Nu	Nombre de Nusselt	d_o, d_b	diamètre initial des bulles, m
Pr	Nombre de Prandtl	r_o	rayon initial des bulles, m
Re	Nombre de Reynolds	<i>Symboles grecs</i>	
L	Longueur caractéristique, m	ρ	Masse volumique, $kg.m^{-3}$
T	Température, K	φ	Densité de flux surfacique, $W.m^{-2}$
P	Pression, Pa	λ	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
\dot{m}	Débit massique, $kg.s^{-1}$	α	Coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$
C_p	Capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	ν	Viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
Rug	rugosité	η	Viscosité dynamique, $Pa.s$
L_v	Chaleur latente de vaporisation, $J.kg^{-1}$	σ	Tension de surface, $N.m^{-1}$
a	Diffusivité thermique, $m^2.s$		

Indices et exposants
 liq liquide
 vap vapeur
 ref référence

c, f chaud, froid
 e, s entrée, sortie

1. Introduction

L'électricité de base à La Réunion est fortement carbonée, car produite principalement par 2 centrales charbon/bagasse (résidu de la transformation de la canne à sucre) de 100 et 110 MW [1] et une centrale thermique à combustible (12 moteurs diesel) de plus de 200 kW (cf figure 1a et 1b).

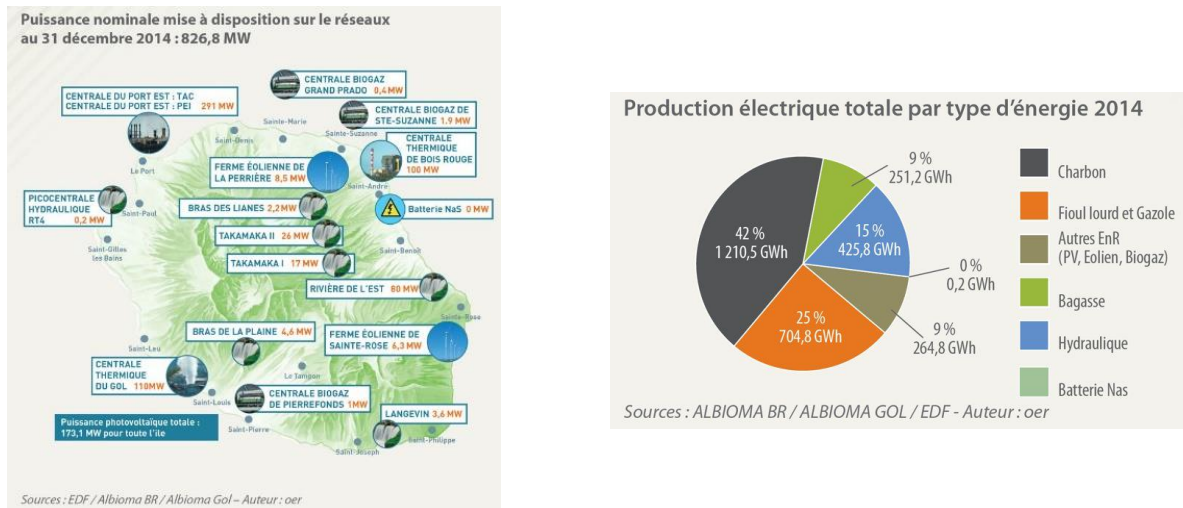


Figure 1 : puissances nominales de production électrique installées à La Réunion (a) et énergies correspondantes (b) par type (données 2014) [1].

En 2014, 33 % de la production d'électricité a été réalisée par les énergies renouvelables à La Réunion (cf figure 1b). De façon générale, certaines de ces énergies sont caractérisées par leur très grande variabilité (soleil, vent, houle) qui rend leur exploitation problématique. En revanche, d'autres, comme l'utilisation de l'Energie Thermique des Mers (ETM), offrent l'avantage d'assurer une production d'électricité de base sans faire appel à une fonction stockage et pourraient, quand cela est possible, se substituer aux productions plus conventionnelles à base d'énergies fossiles. Ce type de solution est envisageable dans la zone intertropicale où les conditions climatiques et bathymétriques sont particulièrement favorables à l'installation de centrales de production d'électricité on-shore ou off-shore. Les DOM comme La Réunion sont des terrains d'expérimentation privilégiés pour étudier et mettre au point de tels systèmes dans un premier temps et exploiter la production à échelle 1 d'électricité à partir d'un cycle Organique de Rankine (ORC) utilisant la différence de température entre des eaux de surface, dans la plage 25 - 28 °C, et une eau profonde (~ 1000 m) à environ 5°C, dans un second temps. Ces études trouvent également leur intérêt dans le fait que de telles îles, à cause de leur isolement, ne sont généralement pas connectées au réseau et que bien souvent elles aspirent à devenir autonomes pour l'aspect énergétique dans des horizons assez proches (2030 pour La Réunion par exemple).

Bien que connu de longue date (fin du 19ème siècle) [2], le principe de fonctionnement de ces cycles a fait l'objet de timides opérations de démonstration faute d'un contexte énergétique favorable mais on assiste depuis environ une quinzaine d'années à un accroissement des études et des travaux scientifiques sur le sujet dans le monde.

Le groupe français DCNS s'est lancé, dès 2008, dans un nouveau champ d'innovation et de développement : les énergies marines renouvelables. L'examen de ce secteur a en effet

démontré qu'il y avait, d'un point de vue technologique et industriel, de grandes synergies entre ce domaine et le naval de défense, cœur de métier historique de DCNS. Les savoir-faire du Groupe, ses moyens industriels et son expertise lui permettent de jouer un rôle moteur sur l'ensemble du cycle de réalisation de ces nouveaux systèmes, depuis leur conception jusqu'à leur maintenance, en passant par leur construction. Le Groupe a choisi de concentrer ses investissements sur les solutions permettant d'atteindre un coût de l'électricité compétitif sur les marchés visés et pour lesquelles il dispose d'un avantage technologique. DCNS travaille donc aujourd'hui sur 3 technologies des énergies marines : l'hydrolien, l'éolien flottant et l'énergie thermique des mers (OTEC en anglais pour Ocean Thermal Energy Conversion). DCNS s'est pour cela rapproché de La Réunion pour accroître son expertise dans la connaissance de l'ETM et également plus stratégiquement se positionner au cœur de la Zone Océan Indien particulièrement propice au déploiement de cette technologie. Ce rapprochement s'est effectué au travers d'un partenariat avec la Région Réunion et l'Université et a donné lieu à la construction d'un Prototype A Terre (PAT livré en 2012) de cycle ORC qui constitue un élément clef dans la recherche scientifique effectuée dans le domaine. En même temps outil de recherche et développement et outil de formation pour les étudiants de l'Université (IUT, école d'ingénieur, école doctorale), ce prototype a permis aux équipes de travailler sur le système principal de production électrique qui pourra être utilisé indifféremment sur des centrales en mer ou à terre. Cette installation fait et fera l'objet de modifications successives permettant à DCNS de tester les nouvelles générations d'équipements pour améliorer en permanence l'efficacité du système énergie et l'optimisation des coûts de la technologie



Figure 2 : Installation du prototype à terre, évaporateur (à gauche), vue extérieure d'ensemble (au centre) et condenseur (à droite).

Situé sur le Campus de l'Université (site de Terre-Sainte), ce banc expérimental (Figure 2) de taille déjà conséquente (plusieurs centaines de kW de chaleur échangée) a donné lieu à 2 thèses [3], [4] réalisées au laboratoire. Ces travaux de recherche antérieurs menés conjointement avec DCNS ont permis de montrer la faisabilité de cycles ORC appliqués au faible écart de température qui prévaut dans l'ETM. Plusieurs tests et études d'échangeurs (évaporateurs en particuliers) de différentes technologies ont eu lieu et la richesse des résultats accumulés nécessite encore des analyses et études. Un des objectifs consiste à caractériser les échanges thermiques qui ont lieu dans de tels composants afin d'être capable en particulier de prédire le comportement à une échelle 10 à 100 fois plus importante en puissance. En effet, le Groupe DCNS travaille en partenariat avec la société Akuo Energy sur un projet de centrale ETM en mer de 16 MW en Martinique, qui pourrait voir le jour à l'horizon 2019/2020, permettant alors d'alimenter en électricité 35000 foyers

Dans un premier temps et en nous appuyant sur la riche bibliographie disponible dans ce domaine, nous avons identifié et déterminé les corrélations les plus adaptées aux transferts mis en jeu. Dans le cas du changement d'état (évaporation), nous avons pu utiliser les résultats expérimentaux issus du PAT pour faire un choix plus pertinent. La seconde partie s'attache à présenter ces résultats comparatifs ainsi que les choix finaux de corrélation.

2. Choix des modèles

Dans la mesure où le cycle est encadré entre deux sources infinies séparées uniquement d'environ une vingtaine de degrés, les performances sont très dépendantes des échanges de chaleur entre les sources et le fluide de travail et un effort très particulier est dédié à ces composants. A ce jour, 4 évaporateurs différents ont été testés [4]. Le type de modélisation retenu pour l'instant afin de caractériser ces échanges, permet de rendre compte du comportement monodimensionnel des profils de température et de puissance en appliquant la méthode du ΔTLM par zone en fonction des écoulements et de la nature des transformations (avec ou sans changement de phase). Appliqué à l'un des évaporateurs testés sur le PAT et représenté figure 3, le système à résoudre est relativement simple et permet de déterminer les conditions de températures aux interfaces entre zones, les surfaces d'échanges concernées par chaque zone, les profils de température et de puissance à l'intérieur des zones et les performances globales de l'ensemble de l'échangeur. Cela suppose en revanche de connaître avec suffisamment de fiabilité la qualité des échanges entre les milieux constituant l'échangeur (fluide de travail, parois, fluide caloporteur).

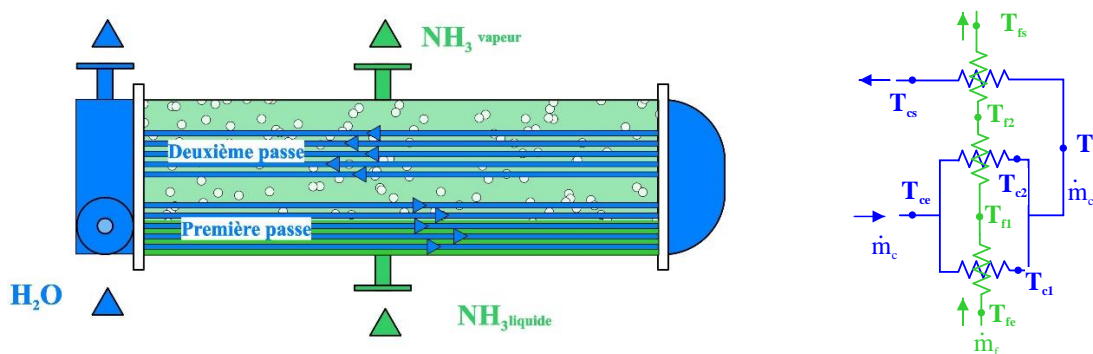


Figure 3 : coupe schématique de l'échangeur étudié et représentation équivalente du modèle par zone.

Un premier travail a consisté à recenser les travaux réalisés sur les évaporateurs fonctionnant à l'ammoniac dans des conditions d'écoulement similaires afin de déterminer les meilleures corrélations d'échanges. Les transferts thermiques du côté du fluide caloporteur sont historiquement les plus simples et les plus documentés, en particulier dans le cas de cet évaporateur tubes/calandre de conception très classique. La plus référencée des corrélations est celle de Dittus et Boelter [5], complétée par la suite par les travaux de Mac Adams [6]. Rabas et Cane dans leur article de 1983 [7] ont testé quelques-unes de ces différentes corrélations à partir de résultats expérimentaux issus de 4 montages différents représentant 90 points de mesures différents. Il est particulièrement important de noter que les essais retenus sont exclusivement réalisés sur de l'eau et dans des conditions d'écoulement très proches de celles envisagées ici. Ils ont ainsi démontré la très bonne qualité de l'équation de Petukhov et Popov, de laquelle est issue celle de Gnielinski [8]. Ils ont proposé une formulation nouvelle conduisant à un taux d'erreur encore plus faible et que nous avons retenu pour la suite :

$$Nu = 0.015 Re^{0.835} Pr^{0.462} \quad (1)$$

Dans la partie de l'échangeur dédiée au chauffage de l'ammoniac liquide avant son évaporation, ce dernier circule au sein de l'échangeur tubes-calandre à l'extérieur des tubes parcourus par l'eau dont nous venons de caractériser le transfert. On trouve bien sûr une littérature abondante sur le transfert de chaleur par convection autour d'un tube isolé. Ici, il faut également tenir compte du fait qu'il y a beaucoup de tubes (plus de 200 dans notre cas) et que ceux-ci sont en batterie et qu'ils interagissent entre eux. De la même façon que dans la partie précédente, nous avons trouvé quelques corrélations susceptibles de s'appliquer au cas présent.

Il est à noter que l'absence de chicanes dans cet échangeur tube calandre horizontal favorise une évaporation en vase et donc des vitesses de fluide (et des nombres de Reynolds correspondants) extrêmement faibles. Nous avons retenu la corrélation de Zukauskas [9] qui pour des nombres de Reynolds de 10 à 100 et dans le cas d'un arrangement des tubes en quinconce s'écrit :

$$Nu = 0.9 Re^{0.4} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (2)$$

La comparaison avec les travaux de Khan *et al.* [10] et de Chen et Wung dans [11] n'a pas apporté de réelles différences sur les valeurs obtenues.

Du côté de l'ammoniac en cours d'évaporation, il faut bien distinguer ici la différence entre les corrélations de tubes seuls soumis à une ébullition libre (car c'est le cas ici avec les vitesses de fluide que l'on observe) et leur intégration au sein d'un échangeur tube-calandre comme c'est le cas de l'échangeur étudié. Nous allons, dans un premier temps, étudier les relations qui concernent les tubes seuls. Il existe ici aussi, surtout dans cette géométrie simple, une bibliographie importante sur le sujet. Un certain nombre d'articles recensent les corrélations couramment utilisées et les comparent entre elles. Parmi les plus récents, on peut citer deux remarquables références, liées essentiellement au fait qu'elles traitent partiellement ou exclusivement de l'ammoniac comme fluide en ébullition. En 2008, Thome *et al.* [12] ont présenté un état de l'art des échanges de chaleur en ébullition libre pour l'ammoniac et les hydrocarbures. Il s'agit pour la majeure partie de cet article de recenser un maximum de résultats expérimentaux, de les comparer entre eux et aussi avec quelques corrélations. En 2010, Spindler [13] a fait une étude comparative des corrélations les plus utilisées et centrées sur l'ammoniac. Nous nous sommes largement inspirés dans ce qui suit, de ses travaux. Enfin, plus récemment (2013), Gorenflo *et al.* [14] un des auteurs des nombreux travaux sur le sujet, et à l'origine de corrélations, a également produit un récapitulatif expérimental et un état de l'art de ces corrélations, y compris sur l'ammoniac. Il reprend plusieurs des corrélations citées dans [13] et en ajoute quelques-unes. Le Tableau 1 récapitule les lois que nous avons comparées.

Auteurs	Expression	Référence	Eq.
Cooper	$\alpha = 55. P_r^{0.12-0.2 \log(Rug)} (-\log P_r) M^{-0.5} \varphi^{0.67}$	[13], [14]	(3)
Gorenflo	$\alpha = \alpha_{ref} \left(\frac{\varphi}{\varphi_{ref}} \right)^{0.9-0.3 P_r^{0.3}} \left[1.2 P_r^{0.27} + \left(2.5 + \frac{1}{1-P_r} \right) P_r \right] \left(\frac{Rug}{Rug_{ref}} \right)^{0.133}$	[13], [14]	(4)
Stephan et Preuser	$Nu = 0.1 \left(\frac{\varphi d_b}{\lambda T} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \right)^{0.156} \left(\frac{L_v d_b^2}{a^2} \right)^{0.371} \left(\frac{a \rho_{liq}}{\sigma d_b} \right)^{0.35} Pr^{-0.16}$	[13], [14]	(5)
Mostinski	$\alpha = 0.10605 P_r^{0.69} \varphi^{0.7} (1.8 P_r^{0.17} + 4 P_r^{1.2} + 10 P_r^{10})$	[13]	(6)
Stephan et Abdelsalam	$Nu = 207 \left(\frac{\varphi d_b}{\lambda_{liq} T} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \right)^{0.581} \left(\frac{v_{liq}}{a_{liq}} \right)^{0.533}$	[13], [15]	(7)
Shekriladze	$\alpha = 0.0122 \frac{\lambda_l}{r_0} \left[\frac{\left(P \left(\frac{1}{\rho_{vap}} - \frac{1}{\rho_{liq}} \right) \right)^{0.5} \sigma C_i \rho_{liq}^2 T_s}{\eta_{liq} L_v^2 \rho_{vap}^2} \right]^{0.25} \left(\frac{r_0^2 \rho_{vap} L_v \varphi}{\sigma \lambda_l T_s} \right)^{0.7}$	[14], [16]	(8)

Tableau 1 : corrélations étudiées dans le cas d'ébullition sur tube

Selon l'étude réalisée par Spindler [13] qui compare corrélations et résultats expérimentaux, dans le domaine de densité de flux surfacique qui est celui obtenu ici ($\sim 10000 \text{ W/m}^2$), de diamètre de tube ($\sim 18\text{-}20 \text{ mm}$) et de pression de fonctionnement ($\sim 5\text{-}8 \text{ bar}$), c'est la relation de Stephan et Abdelsalam qui semble la plus appropriée pour rendre compte du comportement observé. Afin de tenir compte des turbulences engendrées par l'ébullition et de la géométrie liée à l'agencement interne des tubes échangeurs, la méthode généralement utilisée issue de Baehr et Stephan [17] permet de calculer un coefficient d'échange moyen.

3. Résultats

L'ensemble des points expérimentaux retenus dans le cadre de cette étude est récapitulé dans le Tableau 2. Sur la boucle ammoniac, tous les capteurs permettent de calculer les propriétés de l'ammoniac à chaque point (pression, température, titre, densité, enthalpie et entropie) de manière à réaliser des bilans énergétiques et à caractériser le comportement de l'échangeur de chaleur. Les principales spécifications des capteurs et leurs incertitudes sont énumérées dans le Tableau 3. Toutes les données expérimentales provenant des capteurs sont enregistrées grâce à un ordinateur d'acquisition avec une fréquence de 1 Hz. L'analyse de ces résultats réalisée dans [4] montre la bonne qualité des mesures par les très faibles erreurs engendrées dans le calcul des puissances échangées. Ainsi la comparaison des mesures de flux de chaleur échangés du côté du fluide caloporteur et du côté de l'ammoniac a montré des écarts d'environ 1% du côté condenseur comme du côté évaporateur sur le PAT malgré des niveaux de puissances échangées d'environ 450 kW.

N°	Débit eau \dot{m}_c	Température entrée eau T_{ce}	Débit ammoniac \dot{m}_f	Température entrée ammoniac T_{fe}	Température sortie eau T_{cs}	Pression évaporation P_s
	kg/s	°C	kg/s	°C	°C	bar
A	44,91	28	0,4	12,3	25,42	9,14
B	43,6	26,8	0,379	12,01	24,26	8,85
C	40,85	23,97	0,318	11,36	21,7	8,01
D	40,83	25,4	0,343	11,71	22,94	8,38
E	36,07	23,25	0,303	11,66	20,79	7,89
F	33,33	26,12	0,2965	12,17	23,46	8,66
G	36,67	26,24	0,2982	12,36	23,76	8,78
H	40	26,03	0,2989	12,69	23,76	8,75
I	40	26,03	0,2989	12,65	23,81	8,71

Tableau 2 : conditions expérimentales de test

Capteur	Nombre	Description	Type	Précision
T	25	Capteur de température	Trois fils PT-100	$\Delta T = \pm(0,15 + 0,002 \cdot T)$ avec T en °C
P	6	Capteur de pression	0-16 bars	$\pm 32 \text{ mbar}$
\dot{m}	5	Débitmètre	Coriolis	$\pm 0,5\%$
L	2	Niveau	Indicateur de niveau avec transmetteur	0,2 mm

Tableau 3 : Spécification des capteurs utilisés

Dans la mesure où nous avons les résultats expérimentaux de l'échangeur et une bonne confiance dans les corrélations associées aux échanges sans changement de phase, nous avons pu déterminer par méthode inverse les valeurs expérimentales des coefficients d'échange par évaporation. Les résultats obtenus et leur comparaison avec les modèles sont représentés Figure 4.

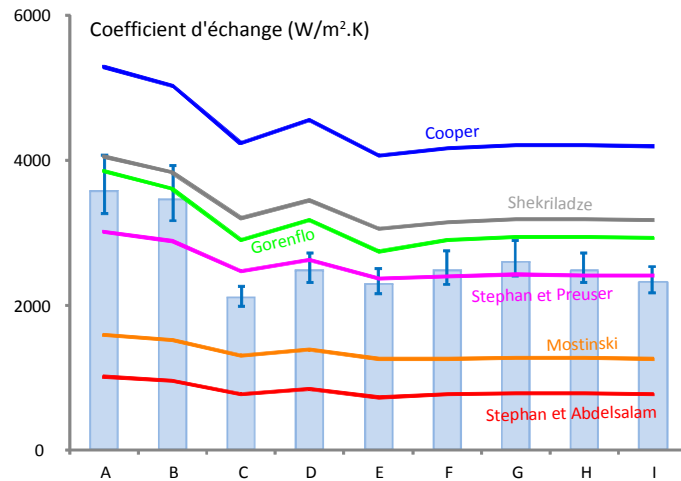


Figure 4 : Comparaison des valeurs expérimentales et de leurs incertitudes associées du coefficient d'échange par évaporation aux corrélations correspondantes

On peut conclure d'après cette figure que les corrélations de Gorenflo et Stephan et Preuser encadrent bien les valeurs obtenues. Les surfaces d'échange concernées dans chaque zone sont présentées Figure 5. L'étude montre la part importante en termes de surface de la partie dédiée au chauffage de l'ammoniac avant évaporation (entre 11 et 18 %) et due principalement à des vitesses d'écoulement très faibles (de l'ordre de la fraction de millimètre par seconde).

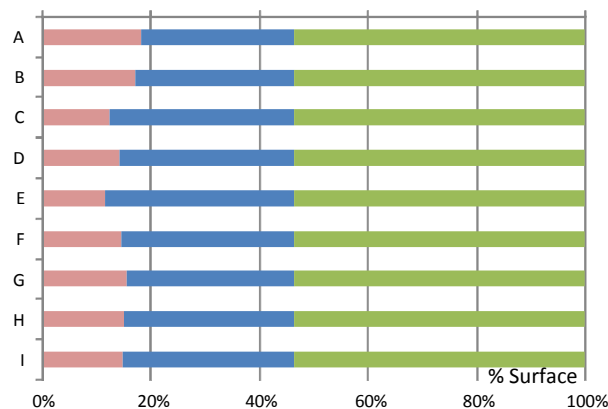


Figure 5 : répartition relative des surfaces selon la zone de réchauffe (rouge) de celle de la première partie d'évaporation (bleu) de la première passe et de deuxième partie d'évaporation (vert).

4. Conclusion

La méthode développée a permis de faire un choix éclairé quant à la corrélation d'échange à utiliser dans le cas de l'évaporateur étudié et ce avec une certaine validité puisque comparée dans le cas de 10 points expérimentaux. Les autres échangeurs testés jusqu'ici doivent faire l'objet prochainement de la même analyse afin de mieux connaître leur comportement par la caractérisation de la qualité des échanges de chaleur. Un évaporateur en cours de réalisation et d'une configuration technologique plus proche de la version industrielle de la centrale de production sera bientôt testé sur le PAT. Suite aux échanges avec les concepteurs (DCNS), il

sera pourvu d'une instrumentation plus importante (température d'eau et d'ammoniac au sein de l'échangeur) permettant d'affiner la modélisation soit en validant les choix effectués jusqu'ici, soit en montrant la nécessité de la prise en compte des gradients et d'une modélisation spatiale, monodimensionnelle à minima dans l'échangeur.

Références

- [1] « Bilan énergétique-Ile de La Réunion-2014 ». Energies Réunion SPL, 2015.
- [2] W. H. Avery et C. Wu, *Renewable Energy From the Ocean: A Guide to OTEC*. Oxford University Press, 1994.
- [3] F. Sinama, « Etude de la production d'électricité à partir de l'Energie Thermique des Mers à l'Ile de La Réunion : Modélisation et optimisation du procédé », Thèse, La Réunion, 2011.
- [4] A. Journoud, « Développement et application d'outils d'aide à la conception et au dimensionnement d'une centrale ETM », Thèse, La Réunion, 2014.
- [5] F. W. Dittus et L. M. K. Boelter, « Heat transfer in automobile radiators of the tubular type », *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 12, n° 1, p. 3-22, janv. 1985.
- [6] R. H. S. Winterton, « Where did the Dittus and Boelter equation come from? », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 41, n° 4-5, p. 809-810, févr. 1998.
- [7] T. J. Rabas et D. Cane, « An update of intube forced convection heat transfer coefficients of water », *Desalination*, vol. 44, n° 1-3, p. 109-119, mai 1983.
- [8] V. Gnienlinski, « On heat transfer in tubes », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 63, p. 134-140, août 2013.
- [9] A. Žukauskas, « Heat Transfer from Tubes in Crossflow », in *Advances in Heat Transfer*, vol. 8, Elsevier, 1972, p. 93-160.
- [10] W. A. Khan, J. R. Culham, et M. M. Yovanovich, « Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, n° 25-26, p. 4831-4838, déc. 2006.
- [11] V. . Mandhani, R. . Chhabra, et V. Eswaran, « Forced convection heat transfer in tube banks in cross flow », *Chem. Eng. Sci.*, vol. 57, n° 3, p. 379-391, févr. 2002.
- [12] J. R. Thome, L. Cheng, G. Ribatski, et L. F. Vales, « Flow boiling of ammonia and hydrocarbons: A state-of-the-art review », *Int. J. Refrig.*, vol. 31, n° 4, p. 603-620, juin 2008.
- [13] K. Spindler, « Overview and discussion on pool boiling heat transfer data and correlations of ammonia », *Int. J. Refrig.*, vol. 33, n° 7, p. 1292-1306, nov. 2010.
- [14] D. Gorenflo, E. Baumhögger, G. Herres, et S. Kotthoff, « Prediction methods for pool boiling heat transfer: A state-of-the-art review », *Int. J. Refrig.*, vol. 43, p. 203-226, juill. 2014.
- [15] K. Stephan et M. Abdelsalam, « Heat-transfer correlations for natural convection boiling », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 23, n° 1, p. 73-87, janv. 1980.
- [16] I. G. Shekriladze, « Developed boiling heat transfer », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 24, n° 5, p. 795-801, mai 1981.
- [17] H. D. Baehr et K. Stephan, *Heat and mass transfer: with many worked examples and exercises*, 3., rev. ed. Berlin: Springer, 2011.

Remerciements.

L'ensemble du prototype a été conçu et construit par l'entreprise DCNS et financé par cette dernière et La Région Réunion. Le prototype est hébergé par l'IUT et l'entretien est réalisé par SOREFROID, une société locale. Les auteurs remercient l'appui fourni par tous ces collaborateurs et la participation de Jérôme Vigneron aux essais.