

Développement d'un modèle de simulation d'un condenseur automobile à plaques et ailettes refroidi par eau.

Fadil AYAD

Mahle Behr Luxembourg Sarl
33 rue du Puits Romain – 8070 Bertrange, Luxembourg
(fadil.ayad@lu.mahle.com)

Résumé - Une étude expérimentale et analytique sur la performance d'un condenseur compact refroidi par eau a été menée. Le condenseur consiste en un empilement de plaques contenant des ailettes à pas décalés (*offset strip fins*) orientées perpendiculairement à la direction de l'écoulement. Une campagne d'essais a été lancée pour mesurer la performance thermique et les pertes de pression, et ce pour plusieurs conditions opératoires. Ces données expérimentales ont été utilisées pour développer une corrélation prédictive du coefficient d'échange diphasique, de développer et de valider un outil de simulation dédié à ce type de condenseur.

Nomenclature

| | | | |
|-------|--|-----------------------------|--------------------------------------|
| f | facteur de Fanning | T | température, K |
| G | vitesse massique, $kg.m^2.s^{-1}$ | <i>Symboles grecs</i> | |
| h | coefficient d'échange thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$ | ε | efficacité de l'échangeur |
| j | facteur de Colburn | <i>Indices et exposants</i> | |
| NUT | nombre d'unité de transfert | p | paroi |
| p | pression absolue, Pa | ref | réfrigérant |
| p_r | pression réduite ($p_{absolue}/p_{critique}$) | SR | sous-refroidissement |
| Q | puissance thermique, W | sat | saturation |
| x | titre massique en vapeur | tp | diphasique (<i>two-phase flow</i>) |

1. Introduction

En raison de la forte tendance à la réduction de la taille des moteurs à combustion interne (downsizing), qui s'accompagne d'un taux de suralimentation élevé, le refroidissement indirect de l'air de suralimentation se généralise ; et ce au détriment du refroidissement direct classique. Ainsi, la chaleur dégagée par le refroidisseur d'air de suralimentation (*RAS*) n'est plus rejetée directement dans l'air ambiant mais plutôt via un circuit d'eau de refroidissement dit basse température (circuit *BT*). Celui-ci comprend un radiateur basse température (radiateur *BT*), localisé dans le module de refroidissement en face avant véhicule, et d'une pompe à eau électrique. Le *RAS* classiquement refroidi par air est remplacé par un *RAS* refroidi par eau (noté *iRAS*, pour *RAS* indirect), monté dans le compartiment moteur. Ceci offre l'avantage que l'air de suralimentation n'est plus conduit vers le module de refroidissement en face avant du véhicule pour revenir au moteur, permettant ainsi une baisse significative de la perte de pression et un meilleur temps de réponse.

Avec ce circuit basse température, il est judicieux d'intégrer également le condenseur, qui est classiquement localisé en face avant véhicule. La figure 1 illustre cette architecture de refroidissement avec *RAS* à eau et condenseur à eau (*iCOND* pour condenseur indirect).

En supprimant ainsi le condenseur à air, le module de refroidissement s'en trouve allégé. En éloignant le condenseur de la face avant véhicule, le circuit de réfrigérant est mieux

protégé contre d'éventuels dommages. Ceci réduit le coût des réparations, particulièrement en cas d'accident mineur. Le design compact du condenseur à eau et le circuit de réfrigérant raccourci offrent un fort potentiel de réduction de la charge frigorifique [1].

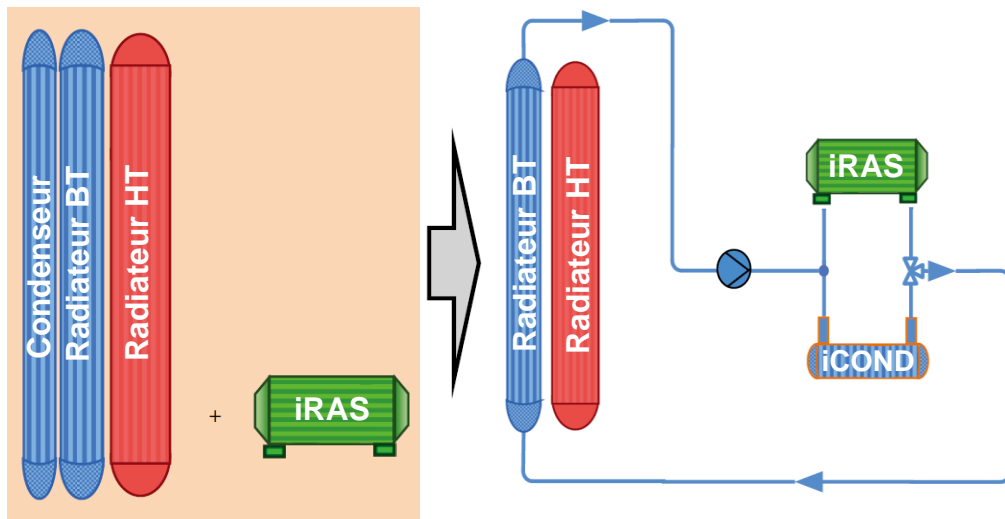


Figure 1 : Système de refroidissement automobile avec RAS à eau (iRAS) et condenseur à eau (iCOND)

Le condenseur à eau objet de cette étude est un échangeur en aluminium à plaques et ailettes brasées. Malheureusement, ce concept de condenseur ne peut pas être simulé par les codes commerciaux qui sont essentiellement dédiés aux condenseurs à plaques sans ailettes (plaques à chevrons par exemple) [2]. Ainsi, l'objectif de cette étude est de satisfaire ce besoin.

2. Description du banc d'essai

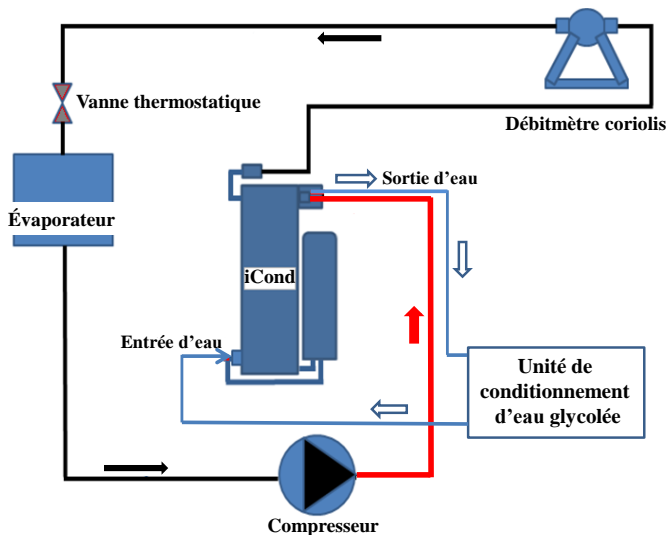


Figure 2 : Schéma du banc d'essai

Le banc de test (figure 2) est constitué d'une boucle frigorifique et d'une unité de conditionnement d'eau glycolée. Cette dernière fournit un mélange d'eau glycolée à une température constante qui peut varier entre -20 et 100 °C et un débit volumique maximum de $40 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$. La boucle frigorifique peut aussi bien fonctionner en R-134a qu'en R-1234yf. Elle utilise des composants automobiles tels que le compresseur, l'évaporateur et la vanne de détente thermostatique et elle est équipée d'un séparateur d'huile.

Les températures d'entrée et de sortie de tous les composants sont mesurées à l'aide de sondes PT100 (incertitudes $\pm 0,05\text{K}$ de la valeur mesurée). Les pressions sont mesurées par des capteurs de pression absolues (incertitudes $\pm 0,075\%$ pleine échelle) ; la perte de pression à travers le condenseur est mesurée par un capteur différentielle (incertitude

0,075% pleine échelle). Les débits massiques des deux fluides sont mesurés par des débitmètres de type Coriolis (incertitude de 0,1% de la valeur mesurée).

3. Description du condenseur étudié

Le condenseur est constitué de 21 plaques de 76mm de largeur et de 210 mm de longueur (figure 3). Toutes les plaques renferment des ailettes de type à pas décalés (*offset strip fins*) traversées perpendiculairement par le fluide, dans la direction haute pression. La figure 4 montre les deux orientations principales des ailettes à pas décalés : parallèle à la direction de l'écoulement (la direction basse perte de pression, *BDP*) et perpendiculaire à la direction de l'écoulement (la direction haute perte de pression, *HDP*). Cette dernière configuration offre à la fois un coefficient de chaleur et un facteur de frottement élevés. Elle est réservée seulement pour des basses vitesses d'écoulement en raison de la perte de pression élevée qu'elle engendre.

Les principaux paramètres géométriques du condenseur et des ailettes sont donnés dans le tableau 1.

| | | | |
|--|-----|--|------|
| Longueur de la plaque (mm) | 210 | Largeur de plaque (mm) | 75 |
| Longueur d'une convolution, λ (mm) | 3,2 | Largeur d'ailette, w (mm) | 0,8 |
| Hauteur d'ailette, H (mm) | 2,5 | Épaisseur d'ailette (mm) | 0,25 |
| Nombre de plaques coté réfrigérant - Passe dédiée à la condensation | 7 | Nombre de plaques coté réfrigérant - Passe dédiée au sous-refroidissement | 3 |
| Nombre de plaques coté eau - Passe dédiée à la condensation | 7 | Nombre de plaques coté eau - Passe dédiée au sous-refroidissement | 4 |

Tableau 1 : *Caractéristiques géométriques du condenseur étudié*

La figure 5 montre la configuration de la circulation des fluides dans le condenseur. Il y a deux passes côté réfrigérant : la 1^{ère} passe, où a lieu principalement la condensation et où le réfrigérant est en contre-courant avec l'eau, et la 2^{ème} passe, dédiée principalement au sous-refroidissement, les fluides sont à co-courant. Lorsque le réfrigérant quitte la 1^{ère} passe, il transite par la bouteille déshydratante avant son admission à la passe du sous-refroidissement. L'eau glycolée entre par le côté bas gauche du condenseur et est distribuée uniformément au travers des plaques (7 dans la passe de condensation et 4 dans la passe du sous-refroidissement). L'eau effectue une seule passe.

4. Développement du modèle de condenseur

Les plaques de l'échangeur ont été discrétisées en petits éléments de même dimensions. Quarante segments par plaques ont été utilisés, comme l'illustre la figure 5. Chaque segment est considéré comme un échangeur indépendant. L'état du fluide à la sortie d'un segment correspond à l'entrée du segment suivant. L'état du réfrigérant dans un segment peut être soit en simple phase (liquide sous-refroidi ou vapeur surchauffée) soit en double phase (condensation). L'efficacité locale, ε , a été déterminée à partir des relations ε -*NUT*, pour les cas suivants : condensation, contre-courant, et co-courant. L'estimation du coefficient d'échange de chaleur des deux fluides est nécessaire pour l'évaluation de la conductance thermique globale, pour finalement calculer le nombre d'unité de transfert *NUT*.

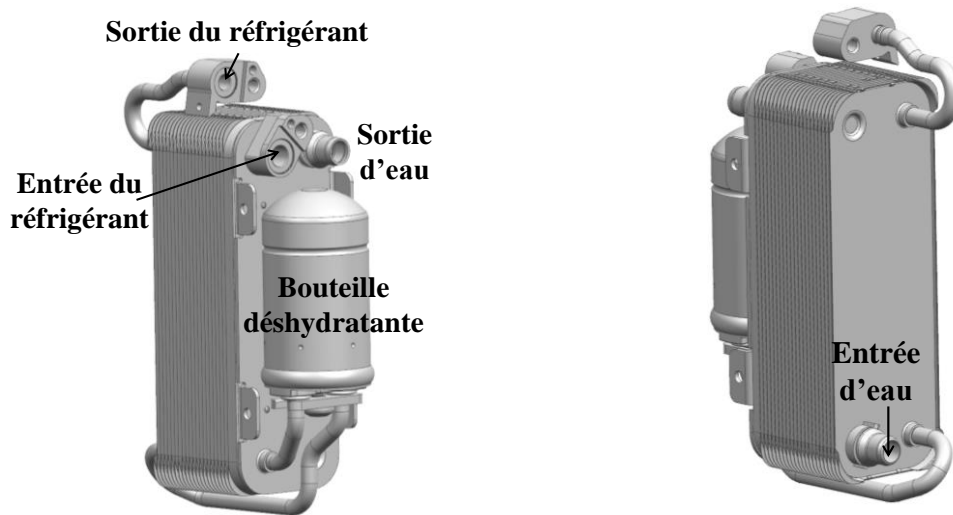


Figure 3 : Le condenseur à eau étudié

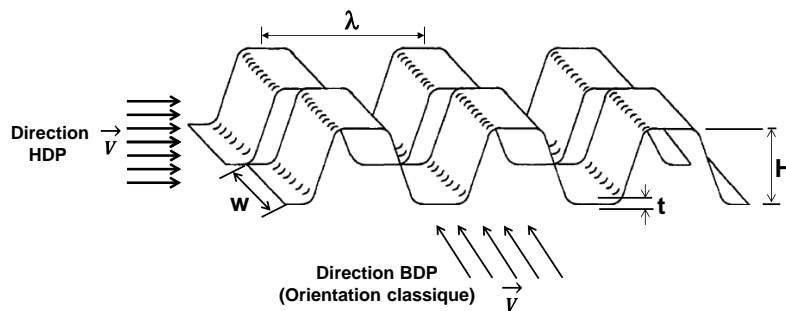


Figure 4 : Géométrie d'ailettes à pas décalés avec leurs deux orientations possibles

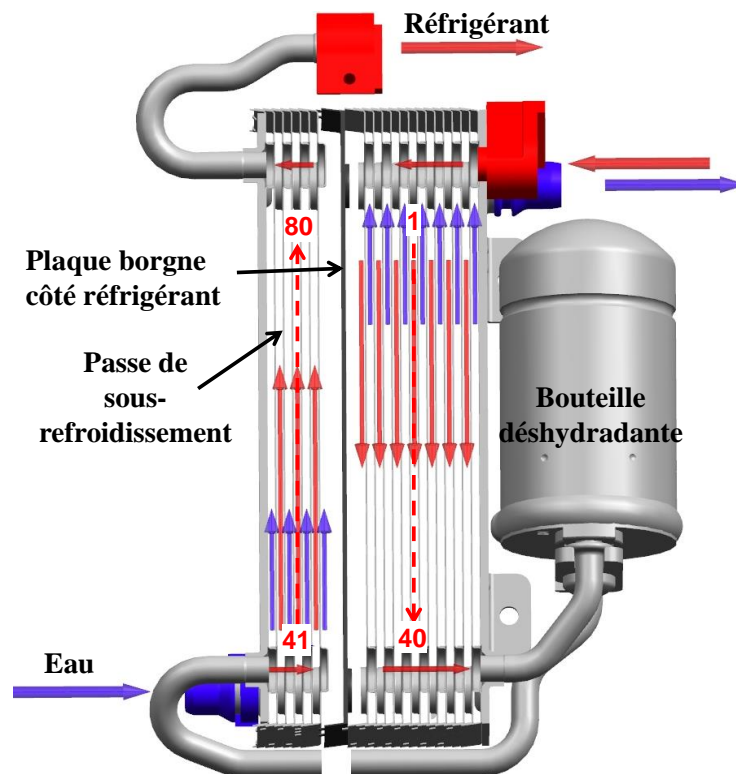


Figure 5 : Configuration de la circulation des fluides dans le condenseur

4.1. Modélisation du côté eau

Les performances des échangeurs équipés d'ailettes à pas décalés orientées en *HDP* sont rarement publiées ce qui explique le peu de modèles disponibles dans la littérature. Le modèle le plus intéressant est celui développé par Muzychka et Yovanovich [3] car il est semi-analytique et a été validé avec une large base de données expérimentale. Ce modèle repose sur des expressions du facteur de Colburn (j) et de Fanning (f), pour trois régimes d'écoulement : écoulement rampant (*creeping flow*, pour de très faibles nombre de Reynolds, noté cf), couche limite laminaire, et couche limite turbulente. Ces différentes expressions sont combinées par la méthode asymptotique de Churchill et Usagi [4] :

$$j = \left[(j_{cf})^p + \left\{ (j_{lam})^q + (j_{tur})^q \right\}^{p/q} \right]^{1/p} \quad (1)$$

$$f = \left[\left\{ (f_{cf})^m + (f_{lam})^m \right\}^{n/m} + (f_{tur})^n \right]^{1/n} \quad (2)$$

Se reporter à la publication [3] pour récupérer les expressions des différents termes de ces deux équations. Ces termes résultent de la modélisation des trois régimes d'écoulement cités plus haut et ont été développés à partir de solutions analytiques présentes dans la littérature. En considérant un élément représentatif des ailettes à pas décalés, les modèles de couche limite laminaire et turbulente sont construits en appliquant les bilans de force et d'énergie.

4.2. Modélisation du côté réfrigérant

4.2.1. Estimation du coefficient d'échange

Il existe dans la littérature une profusion d'études portant sur l'ébullition et la condensation dans des tubes ronds ou canaux de géométrie simple, alors que les travaux traitant d'écoulement à travers de géométries complexes, ou d'ailettes internes sont peu disponibles. Concernant la condensation à travers d'ailettes à pas décalés dans la direction *DHP*, il n'existe aucun modèle, corrélation, ou méthode permettant l'estimation du coefficient d'échange diphasique ou les pertes de pression.

La condensation dans les échangeurs à plaques peut être contrôlée par la gravité ou par le cisaillement. Il existe une valeur critique du nombre de Reynolds ou de la vitesse massique qui permet de distinguer les deux régimes d'écoulement mais elle n'est pas toujours connue. Elle dépend de la géométrie du canal, de la nature du fluide, des conditions opératoires, ...etc.

Afin de modéliser le coefficient d'échange de l'écoulement en condensation, prenons comme point de départ la corrélation de Shah [5] développée pour des tubes horizontaux, verticaux, ou inclinés. C'est une corrélation largement utilisée dans les condenseurs à plaques sans ailettes [6]. Elle sera par la suite modifiée par ajustement aux données expérimentales pour tenir compte de l'intensification des échanges thermiques due aux ailettes.

$$h_p = h_{lo} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{p_r^{0,38}} \right] \quad (3)$$

où h_{lo} est le coefficient d'échange considérant l'écoulement totalement liquide, x est le titre en vapeur, et p_r est la pression réduite ($p_{sat}/p_{critique}$). Dans notre cas, h_{lo} est estimé à partir du facteur de Colburn calculé par l'équation (1).

4.2.2. Estimation des pertes de pression

Les pertes de pression par gravitation, accélération (ou décélération) et frottement d'une part, et d'autres part, les pertes de pression singulières (contraction, expansion, distributeur, collecteur) constituent les pertes de pression totales de l'écoulement diphasique. Du fait de la complexité de la géométrie, il est supposé que l'écart relatif des vitesses de la phase vapeur et liquide est moins prononcé que dans le cas d'un écoulement dans un canal lisse. Le modèle homogène est donc choisi ; se reporter par exemple à [6] pour sa description.

5. Résultats et discussion

Une campagne d'essais a été lancée sur ce condenseur à eau avec le réfrigérant R-134a. Vingt séries de mesure ont été obtenues et qui couvrent une large gamme de conditions opératoires. Quatorze de ces séries de mesures sont listées dans le tableau 2.

| | $p_{ref,e}$ | $T_{ref,e}$ | M_{ref} | $T_{eau,e}$ | $V_{eau,e}$ | | $p_{ref,e}$ | $T_{ref,e}$ | M_{ref} | $T_{eau,e}$ | $V_{eau,e}$ |
|---|-------------|-------------|--------------------|-------------|---------------------|---|-------------|-------------|--------------------|-------------|---------------------|
| | Bar | °C | Kg.s ⁻¹ | °C | l.min ⁻¹ | | Bar | °C | Kg.s ⁻¹ | °C | l.min ⁻¹ |
| A | 10 | 77 | 52 | 20 | 2.5 | H | 20 | 105 | 170 | 50 | 8 |
| B | 10 | 77 | 74 | 20 | 4 | I | 20 | 105 | 235 | 50 | 11.5 |
| C | 10 | 77 | 136 | 20 | 8 | J | 20 | 95 | 174 | 50 | 8 |
| D | 10 | 77 | 187 | 20 | 11.5 | K | 20 | 105 | 198 | 50 | 9.5 |
| E | 16 | 95.5 | 109 | 35 | 4 | L | 20 | 105 | 198 | 50 | 11 |
| F | 16 | 95.5 | 293 | 35 | 11.5 | M | 20 | 105 | 198 | 50 | 12.5 |
| G | 20 | 105 | 92 | 50 | 4 | N | 20 | 105 | 198 | 50 | 15 |

Tableau 2 : Les conditions opératoires utilisées lors de la campagne d'essai

Les prédictions des pertes de charge du côté eau ont d'abord été analysées. Il en est ressorti que les valeurs prédites, à l'aide de l'équation (2) surestiment de 20% environ les valeurs mesurées, ce qui représente le niveau de prédiction de cette corrélation. Un facteur correctif de 0,8 a été donc appliqué à l'équation (2).

Ensuite, l'analyse des données expérimentales a permis de modifier l'équation 3 calculant le coefficient d'échange diphasique, h_{tp} . Il a été constaté que ce dernier augmente significativement lorsque la vitesse massique dépasse 80 kg.m⁻².s⁻¹, indiquant un changement de régime d'écoulement. La nouvelle corrélation permettant de déterminer h_{tp} est la suivante :

$$h_{tp} = h_{lo} \left(1 + \frac{0,63x}{P_r^{0,5}} \right) \quad \text{For } G \leq 80 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1} \quad (4)$$

$$h_{tp} = h_{lo} \left(1 + \frac{6x}{P_r^{0,5}} \right) \quad \text{For } G > 80 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1} \quad (5)$$

Avec cette corrélation, l'outil de simulation prédit la puissance thermique du condenseur avec un écart maximal de $\pm 1\%$ par rapport à la valeur mesurée (figure 6a). Le niveau de sous-refroidissement (figure 6b) ainsi que toutes les températures de sortie sont prédites à $\pm 1,3\text{ K}$.

Concernant les pertes de pression côté réfrigérant en diphasique, comme pour le coefficient d'échange, la valeur critique de la vitesse massique est de $80\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$. En dessous de cette valeur, la perte de pression calculée par le modèle homogène est en bon accord avec les valeurs mesurées. Au-delà de cette valeur, le facteur de frottement diphasique homogène doit être multiplié par deux pour que les pertes de pression calculées se rapprochent de celles mesurées. Finalement, comme le montre la figure 6c, la déviation maximale entre les valeurs calculées et mesurées est de $\pm 12\%$.

La figure 6d montre la variation de la puissance thermique et du sous-refroidissement en fonction du débit d'eau. Le débit de réfrigérant étant fixé, l'augmentation du débit d'eau élève le niveau du sous-refroidissement. L'écart des enthalpies d'entrée et de sortie s'accroît ce qui fait augmenter la puissance thermique. Cette courbe permet d'identifier le débit d'eau nécessaire à l'obtention de la puissance thermique demandée, pour $T_{eau,e}$ donnée.

La figure 7 montre l'évolution, le long du condenseur, du coefficient d'échange côté réfrigérant ainsi que les températures du réfrigérant (T_{ref}), d'eau (T_{eau}) et de paroi (T_p). Le coefficient d'échange du réfrigérant, h_{ref} , en simple phase est pratiquement constant en raison de la faible variation du nombre de Reynolds. Comme prévu, dans la région diphasique, le coefficient d'échange est très élevé au début de la condensation puis chute à mesure que le titre en vapeur diminue (figure 7a). A l'entrée de la 2nd passe, le coefficient d'échange fait un saut dû à l'augmentation de la vitesse massique, causée par la réduction de la section de passage (3 plaques dans la 2nd passe au lieu de 7 dans la 1^{ère}).

L'évolution de T_{ref} est correctement modélisée : elle chute lors de la désurchauffe puis est pratiquement constante dans la zone de condensation pour de nouveau baisser dans la zone du sous-refroidissement (figure 7b). Lors de la condensation, T_{ref} chute seulement de $1,6\text{ K}$ du fait de la relative faible Δp_{tp} qui est de 37 kPa . La température de paroi dépend du rapport des résistances thermiques des deux côtés de l'échangeur. Dans la région de désurchauffe, T_p est plus proche de T_{eau} car h_{eau} est plus élevé que h_{ref} . Dans environ les 2/3 de la région de condensation, où h_{ref} est supérieur à h_{eau} , T_p est plus proche de T_{ref} .

6. Conclusion

Un outil de simulation dédié à un condenseur automobile à plaques et ailettes refroidi par eau a été développé et validé avec succès. Il inclut une corrélation prédictive du coefficient d'échange de l'écoulement en condensation au travers d'ailettes à pas décalés orientées perpendiculairement à celui-ci. Un total de vingt séries de mesures a été obtenu et qui a servi à valider cet outil. La puissance thermique est prédite à $\pm 1\%$, et les températures de sortie le sont à $\pm 1,3\text{ K}$. Les pertes de pression côté eau et réfrigérant sont prédites respectivement à $\pm 8\%$ et $\pm 12\%$. Une analyse expérimentale plus approfondie permettrait d'identifier les configurations de l'écoulement diphasique, au travers de telles ailettes, et ainsi de modéliser plus finement les pertes de pression.

Références

- [1] H. Hoffman, C., Walter, M. Wawzyniak, Coolant-cooled condenser – effects on air conditioning, ATZ worldwide (11/2012).
- [2] R. Elbeeb, V. Aute, A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers, Int. Journal of refrigeration 65 (2016) 12-26.

- [3] Y.S. Muzychka, M.M. Yovanovich, Modeling the f and j characteristics for transverse flow through an offset strip fin at low Reynolds, Journal of Enhanced Heat Transfer 8 (2001) 261–277.
- [4] S. W. Churchill, R. Usagi, A General Expression for the Correlation of Rates of Transfer and Other Phenomena, American Institute of Chemical Engineers 18 (1972) 1121 - 1128.
- [5] M. Shah, A General Correlation for Heat transfer during Film Condensation Inside Pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer 22 (3) (1979), 547-556.
- [6] L. Wang, B. Sunden, R.M. Manglik, Plate Heat Exchangers Design, Applications, and Performance, WIT Press, Ashurst Lodge, 2007.

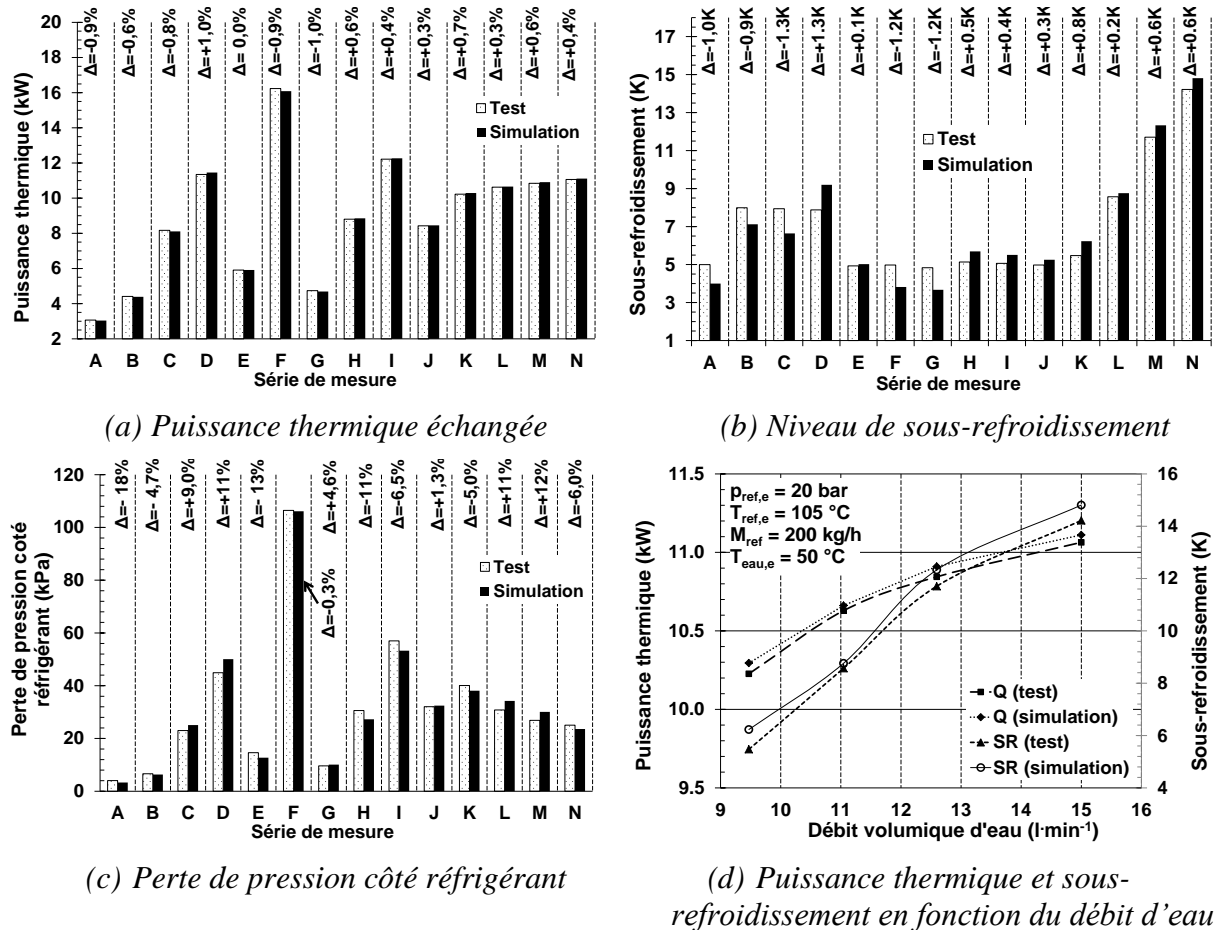


Figure 6 : Confrontation des résultats de simulation aux données expérimentales

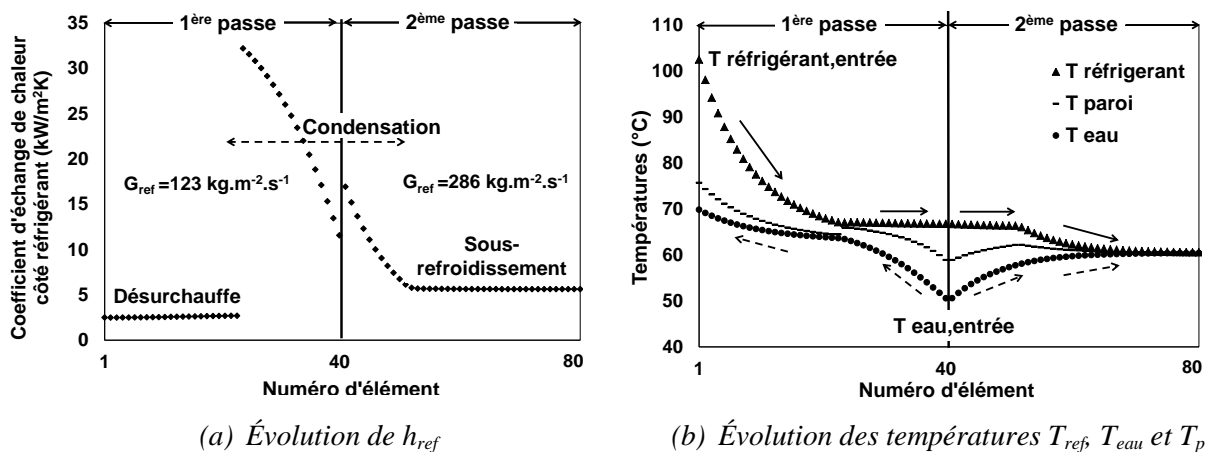


Figure 7 : Évolution de h_{ref} , T_{ref} , T_p et T_{eau} le long du condenseur. Conditions du point de mesure 'I'