



HAL
open science

Étude du comportement d'un désorbeur à plaques compact

Mehrez Aiane, Benoit Stutz, Julien Ramousse, Muriel Bouyaud, Emmanuel Boudard

► **To cite this version:**

Mehrez Aiane, Benoit Stutz, Julien Ramousse, Muriel Bouyaud, Emmanuel Boudard. Étude du comportement d'un désorbeur à plaques compact. Congrès Français de Thermique et Sciences de l'information, May 2018, Pau, France. hal-01815568

HAL Id: hal-01815568

<https://hal.univ-smb.fr/hal-01815568>

Submitted on 14 Jun 2018

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.

Étude du comportement d'un désorbeur à plaques compact

Mehrez Aiane^{1*}, Benoit Stutz¹, Julien Ramousse¹, Muriel Bouyaud², Emmanuel Boudard²

¹LOCIE, Université Savoie Mont-Blanc, CNRS UMR5271, Savoie Technolac, 73376 Le Bourget du Lac, France

²PSA GROUPE Centre Technique de Vélizy, 2 route de Gisy, 78943 Vélizy-Villacoublay Cedex, France

* (auteur correspondant : mehrez.aiane@ext.mpsa.com)

Résumé - La présente étude se place dans le cadre général du développement de machines à absorption eau/bromure de lithium compactes pour la climatisation automobile, permettant de réduire les émissions de CO₂ en valorisant les rejets thermiques des moteurs. Elle porte plus particulièrement sur la caractérisation du comportement d'un désorbeur à plaques, développé par la société Mahle pour le compte du constructeur automobile PSA Group. Les performances du désorbeur, traduites en termes d'efficacité massique, sont étudiées pour différentes conditions de fonctionnement, en dissociant les parts de puissances transmises à la solution sous forme de chaleurs sensible et latente.

Nomenclature

C_p	Capacité calorifique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	<i>ent</i>	Entrée
h	Enthalpie, $J.kg^{-1}$	<i>htf</i>	Fluide caloporteur
\dot{m}	Débit massique, $kg.s^{-1}$	H_2O	Eau
p	Pression, bar	<i>Lat</i>	Latente
\dot{Q}	Flux de chaleur, W	<i>Liq</i>	Liquide
T	Température, °C	<i>LiBr</i>	Solution aqueuse de LiBr
X	Titre massique	<i>M</i>	Massique
Symboles grecs		<i>Max</i>	Maximal
ε	Efficacité	<i>Sens</i>	Sensible
Indices et exposants		<i>sor</i>	Sortie
<i>Cond</i>	Condenseur	<i>th</i>	Thermique
<i>Des</i>	Désorbeur	<i>Vap</i>	Vapeur

1. Introduction

Les systèmes à absorption permettent de valoriser les sources d'énergie thermique comme l'énergie solaire, ou la chaleur fatale perdue dans l'industrie. Le ratio important volume/puissance constitue un facteur limitant de ces machines : système de climatisation classique par compression mécanique offre un ratio volume/puissance froide de 0.02 m³/kW contre un ratio volume/puissance froide de 0.04 m³/kW pour les machines à absorption [1]. Le volume de ces systèmes à absorption est lié directement à la technologie des échangeurs utilisés. La présente étude porte sur le développement d'un désorbeur compact pour ce type de machines. Deux types de désorbeur sont principalement utilisés : les désorbeurs noyés et les désorbeurs à films ruisselants ([2] et [3]). Les désorbeurs noyés se composent généralement d'un réservoir de solution au sein duquel sont noyés des tubes traversés par le fluide caloporteur. Des désorbeurs à tubes et films ruisselants mettant en œuvre des faisceaux de tubes horizontaux ou des tubes spiralés traversés par un fluide caloporteur sur lesquels ruisselle la solution ont été étudiés par Lazcano ([4] et [5]). Le débit massique de la solution

résulte d'un compromis entre le mouillage des tubes et l'épaisseur des films liquides. Différentes géométries de générateurs à plaques et à films ruisselants se sont également développées. Hu et al [6] ont proposé un désorbeur à plaques et films ruisselants doté d'un système de redistribution de l'écoulement le long de la plaque mettant en œuvre des obstacles de forme hémicylindriques. Mortazavi et al [7] ont travaillé sur une architecture à plaques ailettées permettant une bonne distribution du fluide sur la plaque et donc de faibles épaisseurs de films. Le brassage régulier de la solution permet d'intensifier les transferts et ce de manière d'autant plus importante que le débit augmente. La transition vers l'ébullition nucléée apparaît pour des surchauffes de l'ordre de 10°C. Yan et al [8] proposent des désorbeurs à vortex et films ruisselants de forme cyclonique pour faire baisser la pression de travail et donc restituer la vapeur d'eau avec un faible coût énergétique. De nouvelles générations de désorbeurs compacts pour les applications de rafraîchissement des ambiances de petite puissance (résidence individuelle, automobile...) mettant en œuvre des échangeurs à membranes hydrophobes ou des échangeurs à plaques qui se sont développés ces dernières années. Les échangeurs à membranes apparaissent particulièrement intéressants en présence de vibrations ou pour les applications mobiles sujettes à des accélérations pour contenir les fluides comme le proposent Joo et al [9] pour une application automobile. Cependant ces échangeurs présentent des performances limitées ([10] et [11]). Leurs utilisations restent envisageables pour les unités de refroidissement de faible puissance, ou bien pour les systèmes de purification d'eau couplés aux systèmes à absorption. Pour ce qui est des désorbeurs à plaques connus pour leurs grandes compacités, une des principales limitations concerne l'impact de la pression hydrostatique et des pertes de charges sur la température de saturation et donc sur les performances du désorbeur aux basses températures ([1], [12]).

La présente étude porte sur la caractérisation expérimentale d'un désorbeur à plaques compact à très faible colonne de liquide pour une application automobile permettant de surmonter les problèmes rencontrés dans la littérature. Le désorbeur est constitué de plaques traversées alternativement par la solution saline et le fluide caloporteur. La solution diluée issue de l'absorbeur circule à la base de l'échangeur ; sous l'apport de chaleur des plaques chauffantes, elle génère de la vapeur et se concentre avant de retourner vers l'échangeur intermédiaire puis l'absorbeur. La vapeur générée est évacuée en partie haute du désorbeur avant de rejoindre le condenseur. Le désorbeur est étudié au moyen d'un banc d'essai spécifique développé pour les besoins de l'étude. Un soin particulier est apporté à l'instrumentation de sorte à pouvoir recouper les différentes mesures. Des visualisations par caméra rapide sont mises en œuvre pour étudier les risques de projection et d'entraînement de gouttelettes de bromure de lithium dans l'écoulement vapeur.

2. Banc d'essais désorption / condensation

2.1 Description du banc d'essais

Le banc d'essai présenté dans la Figure 1 a été développé dans le but de caractériser expérimentalement le désorbeur. Le banc d'essai représente la partie à haute pression d'une machine à absorption classique simple effet, avec un désorbeur et un condenseur comme éléments principaux. La solution diluée issue du réservoir est acheminée vers le désorbeur après avoir été chauffée à la température désirée par un préchauffeur (Heater 3kW). Elle est portée à ébullition au sein du désorbeur par l'intermédiaire du fluide caloporteur issu de la chaudière électrique de 6 kW. La solution concentrée à la sortie du désorbeur est refroidie (cooler 2 kW) avant son entrée dans le réservoir pour éviter tout risque de désorption de vapeur à ce niveau. La vapeur d'eau désorbée est acheminée vers le condenseur à plaques refroidi par le fluide caloporteur issu d'un refroidisseur de 5 kW (le circuit de refroidissement

dispose d'un réservoir de fluide et d'une vanne trois voies afin de réguler avec précision la température de condensation). Les condensats s'écoulent soit vers un réservoir d'eau, soit directement dans le réservoir de la solution, en fonction de la concentration désirée à l'entrée du désorbeur. La chaudière électrique de 6 kW alimente également un échangeur de chaleur implanté à la base du réservoir de solution lors du démarrage des essais afin d'atteindre la température désirée. Le banc d'essai dispose d'un piège à incondensables alimenté par le refroidisseur de 5 kW. Les débits de solution, des fluides caloporteurs chaud et froid sont fixés par trois pompes de circulation situées respectivement à la sortie du réservoir de la solution, entre la chaudière électrique et le désorbeur, et entre l'unité froide et le condenseur.

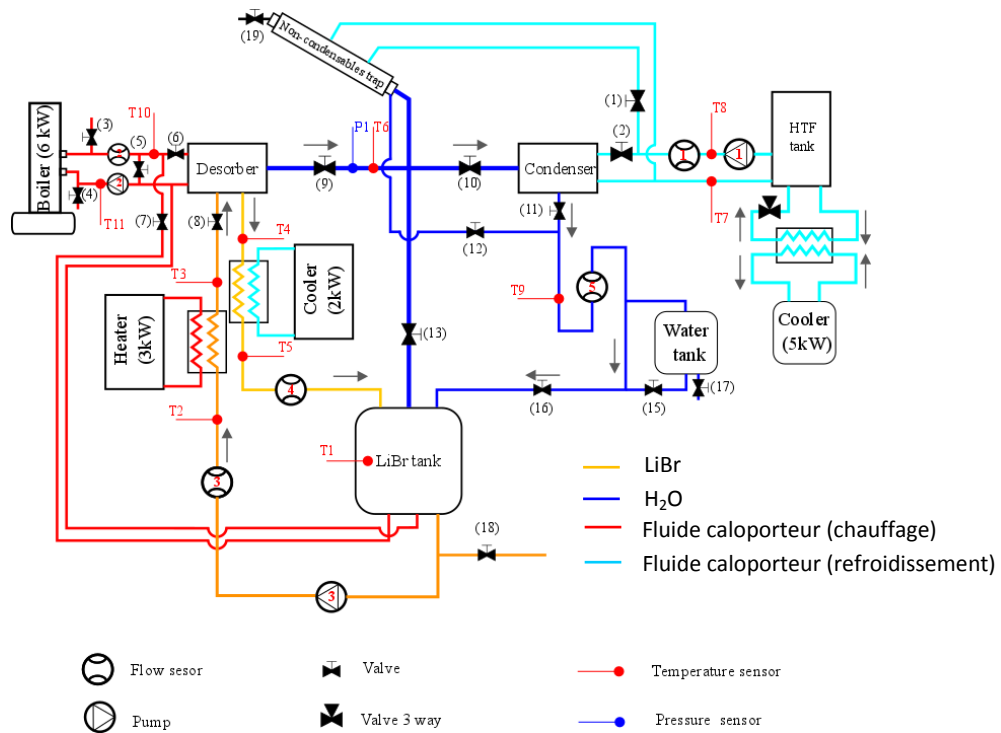


Figure 1 : Banc d'essai désorption/condensation

2.2 Instrumentation et acquisition

Le positionnement des capteurs de mesure est représenté dans la Figure 1. Le banc d'essai est équipé de 9 capteurs de température, un capteur de pression et trois débitmètres. Les capteurs de température sont placés aux bornes de chaque composant du circuit. Deux débitmètres Coriolis ont été installés en amont (KROHNR OPTIMASS 6400 C) et en aval (S10Micro Motion F025S) du désorbeur. Un troisième débitmètre Coriolis (Micro Motion CMFS010M) est installé à la sortie du condenseur pour mesurer les débits de condensat. Le capteur de pression est positionné entre le désorbeur et le condenseur au niveau du circuit de vapeur d'eau. La centrale d'acquisition (Keysight 34972A) utilisée sur le banc d'essai est pilotée par un programme LabView. Les incertitudes de mesures expérimentales sont regroupées dans le Tableau 1.

Capteurs	Incertitudes +/-
Thermocouples type K	0.25 °C
JUMO dTRANS P20	0.7 mbar
Coriolis Micro Motion F025S	0.15 %
Coriolis KROHNR OPTIMASS 6400 C S10	0.03 %
Coriolis Micro Motion CMFS010M	0.1 %

Tableau 1 : Incertitude des capteurs

2.3 Essais réalisés

Nous avons identifié trois paramètres de fonctionnement principaux (hormis la température du fluide caloporteur) influençant la performance du désorbeur :

- La surchauffe de la solution à l'entrée du désorbeur.
- Le débit massique de la solution à l'entrée du désorbeur.
- La configuration co-courant ou contre-courant du désorbeur.

Le tableau 2 regroupe les essais effectués avec la variation des paramètres d'influences.

Essais	Co-courant					Contre-courant	
	1	2	3	4	5	6	7
T_{Cond}^{htf}	35	35	35	35	35	35	35
$\dot{m}_{LiBr_Des}^{ent}$	1	1	1	0.83	0.66	0.83	0.66
$\dot{m}_{nominal}$							
$X_{LiBr_Des}^{ent}$ (%)	60	60	60	60	60	60	60
$T_{LiBr_Des}^{ent} - T_{sat}$ (°C)	0	3	-3	0	0	0	0

Tableau 2 : *Planning d'essais*

3. Exploitation des résultats

3.1 Détermination du débit massique de la vapeur d'eau désorbée

L'estimation du débit massique de vapeur d'eau désorbée/condensée peut être effectuée par 4 méthodes différentes :

- Mesure directe à l'aide du débitmètre situé à la sortie du condenseur.

$$\dot{m}_{Vap_Des} = \dot{m}_{liq_Cond} \quad (1)$$

- Bilan d'espèce aux bornes du désorbeur.

$$\dot{m}_{LiBr}^{ent} X_{LiBr}^{ent} = \dot{m}_{LiBr}^{sor} X_{LiBr}^{sor} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{LiBr}^{ent} = \dot{m}_{LiBr}^{sor} + \dot{m}_{Vap_Des} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{Vap_Des} = \frac{\dot{m}_{LiBr}^{ent} (X_{LiBr}^{sor} - X_{LiBr}^{ent})}{X_{LiBr}^{sor}} \quad (4)$$

- Bilan d'énergie au niveau du condenseur

$$\dot{m}_{htf_Cond}^{ent} C_{p_{htf}} (T_7 - T_8) = \dot{Q}_{Cond}^{htf} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{Vap_Cond} = \frac{\dot{Q}_{Cond}^{htf}}{(h_{Vap}^{ent} - h_{Liq}^{sor})} \quad (6)$$

- Bilan d'énergie aux bornes du désorbeur

$$\dot{m}_{htf_Des}^{ent} C_{p_{htf}} (T_{10} - T_{11}) = \dot{Q}_{Des}^{htf} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{Vap_Des} = \frac{\dot{m}_{LiBr}^{ent} (h_{LiBr}^{ent} - h_{LiBr}^{sor}) + \dot{Q}_{Des}^{htf}}{h_{Vap} - h_{LiBr}^{sor}} \quad (8)$$

\dot{Q}_{Des}^{htf} et \dot{Q}_{Cond}^{htf} sont les flux de chaleur reçu et cédé respectivement par le désorbeur et le condenseur. Nous avons calculé l'incertitude de chaque méthode (équations 1, 4, 6 et 8). Leurs valeurs sont respectivement de 0.1%, 6%, 4.5% et 8%. La mesure avec le débitmètre présente la meilleure précision. De petites fluctuations de pression au niveau de la cuve aval (LiBr tank) impactent le débit mesuré conduisant à des oscillations de ce dernier. Pour filtrer ces oscillations, il est nécessaire de moyenner les mesures sur 25 points d'acquisition. Pour les très faibles valeurs de débits ($\dot{m}_{liq_Cond} < 2 \text{ kg/h}$) l'incertitude de mesure du débitmètre augmente sensiblement, nécessitant de calculer les débits à l'aide d'une autre méthode : le bilan d'énergie au niveau du condenseur. Les propriétés physiques de la solution saline et de l'eau (liquide et vapeur) sont calculées en utilisant les corrélations dérivées de l'énergie libre de Gibbs présentées par Yuan et al [13].

3.2 Efficacité massique du désorbeur

La caractérisation expérimentale du désorbeur à plaques vise à alimenter un modèle décrivant le comportement instationnaire de la machine à absorption [14]. Les limitations des composants sont prises en compte au travers de leurs efficacités. L'efficacité thermique d'un échangeur de chaleur est définie comme le ratio entre le flux de chaleur transféré et le flux de chaleur maximale transférable :

$$\varepsilon_{th} = \frac{\dot{Q}_{th}}{\dot{Q}_{th}^{Max}} \quad (9)$$

Le flux de chaleur maximal transféré est calculé en considérant un échangeur infiniment long fonctionnant à contre-courant. Cette définition de l'efficacité trouve rapidement ses limites dès lors que les échangeurs sont le siège de transferts de masse gouvernés par l'état des fluides comme c'est le cas au niveau du désorbeur. Il est alors nécessaire de définir une efficacité massique, qui correspond au ratio entre le débit de vapeur transférée et le débit de vapeur maximale transférable. Dans le cas d'un désorbeur, cette efficacité est donnée par :

$$\varepsilon_{m_Des} = \frac{\dot{m}_{vap_Des}}{\dot{m}_{vap_Des}^{Max}} \quad (10)$$

Le débit de vapeur maximal désorbé est calculé en considérant un échangeur infiniment long fonctionnant à contre-courant. Dans notre étude, le fluide limitant est la solution (en présence d'un échangeur infiniment long, le fluide caloporteur impose sa température à la solution). La concentration maximale que peut atteindre la solution en sortie du désorbeur et le débit maximal de vapeur désorbé sont donnés par les équations 11 et 12.

$$X_{Max} = X(T_{htf}^{ent}, p_{Des/Cond}) \quad (11)$$

$$\dot{m}_{vap_Des}^{Max} = \frac{(X_{Max} - X_{Des}^{ent}) \dot{m}_{LiBr_Des}^{ent}}{X_{Max}} \quad (12)$$

3.3 Bilans de masse et d'énergie

Sur le banc d'essai, les débits massiques imposés par les pompes sont supposés constants. Suivant le schéma décrit dans la Figure 1, les bilans de masse, d'espèce et d'énergie appliqués au désorbeur sont donnés respectivement par les équations (3), (2) et (8). La quantité d'énergie transférée à la solution saline est déterminée à partir de l'équation (7). Nous avons dissocié le flux de chaleur fourni au désorbeur \dot{Q}_{Des}^{htf} en deux parties, une part sensible (part

d'énergie utilisée pour amener la solution à saturation) et une part latente (part d'énergie utilisée pour le changement de phase (désorption)) afin d'aider à l'interprétation des résultats.

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{Q}_{Sens} + \dot{Q}_{Lat} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{Sens} = \dot{m}_{LiBr}^{ent} (h_{LiBr}^{sor} - h_{LiBr}^{ent}) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{Lat} = \dot{m}_{vap_Des} (h_{vap} - h_{LiBr}^{sor}) \quad (15)$$

4. Résultats et discussion

Les résultats obtenus lors des 7 essais mentionnés dans le tableau 2 sont présentés sur les figures 2 à 5. Nous avons fait le choix de présenter la performance du désorbeur au travers de son efficacité massique en fonction de l'écart maximal entre la température du fluide caloporteur et la température de saturation de la solution à l'entrée du désorbeur ΔT_{sat_max} :

$$\Delta T_{Sat_Max} = T_{hjf_Des}^{ent} - T_{Sat_LiBr}^{ent} \quad (16)$$

De manière générale et tout comme en ébullition libre, l'efficacité du désorbeur augmente avec la température de paroi (ébullition nucléée et à bulles coalescées) avant de saturer pour des surchauffes supérieures à 15°C (développement de zones d'assèchement) (Figures 2 à 4). Une surchauffe minimum voisine de 3 degrés apparaît nécessaire pour déclencher l'ébullition et permettre au désorbeur de bien fonctionner. 3 phénomènes impactent l'ébullition et les transferts thermiques : le confinement du fluide entre les plaques qui favorise le développement de films minces en paroi et intensifient ainsi les transferts. La diffusion des espèces qui limite la génération de vapeur en créant une résistance au transfert et en affectant la température d'équilibre à l'interface liquide-vapeur. Les faibles pressions de travail qui impactent le débit volumique de vapeur généré et ainsi la taille et la vitesse de croissance des bulles. L'ébullition confinée et à basse pression de la solution saline dans le désorbeur apparaît ainsi comme un phénomène complexe que l'on aborde dans le cadre de cette étude de manière globale au travers de la performance de l'échangeur.

Les influences du sous-refroidissement et de la surchauffe de la solution en entrée du désorbeur sur l'efficacité massique sont présentées sur la Figure 2. Les essais 1 et 2 présentent des comportements similaires, excepté à bas flux. La surchauffe de la solution en entrée du désorbeur (essai 2) intensifie la désorption aux faibles surchauffes de paroi en ne nécessitant pas de surchauffe au déclenchement de l'ébullition. La part de la puissance thermique utile au changement de phase (désorption) augmente avec la surchauffe de la solution en entrée excepté pour les surchauffes de paroi modérées pour les solutions surchauffées en entrée (figure 5). Dans le cas d'une solution sous-refroidie en entrée (essai 3), la chaleur nécessaire pour amener la solution à son état saturé et permettre ensuite d'amorcer la désorption (déclenchement de l'ébullition) pénalise l'efficacité massique du désorbeur à bas flux.

Le débit de solution apparaît n'avoir quasiment aucune influence sur l'efficacité du désorbeur en configuration co-courant (Figure 3). Le fluide caloporteur n'étant pas limitant, le débit maximal de vapeur désorbable est proportionnel au débit de solution traversant d'échangeur. Il en va ainsi de même avec le débit de vapeur désorbé dans la gamme de débit de solution étudié. La régulation de la puissance du désorbeur peut ainsi être facilement pilotée par le débit de solution le traversant.

Les performances du désorbeur en configurations co et contre-courant sont comparées sur la figure 4 pour des débits de solution à l'entrée du désorbeur identiques. Pour les faibles surchauffes, la configuration n'a que peu d'influence sur l'efficacité du désorbeur : L'efficacité est alors faible, et principalement gouvernée par les problèmes de déclenchement

de l'ébullition. Lorsque la surchauffe dépasse 5°C et que l'ébullition est développée, les essais à contre-courant présentent une efficacité massique plus élevée qu'en configuration co-courant. Il est à rappeler qu'en présence d'évaporateurs mettant en œuvre des fluides purs, les performances en configurations co et contre-courant sont quasi-similaires. Le fait que le desorbteur se rapproche du comportement d'un échangeur monophasique classique est à mettre en relation avec les effets de diffusion qui affectent la température de saturation de la solution. Contrairement au cas co-courant, l'efficacité de l'échangeur contre-courant augmente avec le débit de solution pour les surchauffes modérées à importantes des parois. Le développement de l'assèchement apparait dans cette configuration d'autant plus précoce que le débit est faible tout comme les essais en co-courant.

L'intensité des projections de gouttelettes de solution sous l'effet de l'explosion des bulles de vapeur, ainsi que l'efficacité du part-gouttelettes au-dessus des plaques a fait l'objet de campagnes de visualisations. Dans la configuration co-courant, les projections de gouttelettes au-dessus des plaques augmentent sensiblement avec la surchauffe de paroi (intensité de l'ébullition) et le débit de solution (augmentation du niveau de solution dans le desorbteur). Pour des débits de solutions supérieurs au débit nominal, des gouttelettes peuvent être entraînées au-delà du part-gouttelettes et être convoyées vers le condenseur. Si une telle situation se produisait dans le système, cela pourrait impacter ses performances. Aussi le débit de solution ne doit-il pas dépasser une valeur seuil. L'efficacité du desorbteur étant plus forte en configuration contre-courant, les projections de gouttelettes sont également plus intenses. Ainsi le débit maximal à ne pas dépasser pour les fortes surchauffes de paroi pour la configuration contre-courant est 10% plus faible que celui pour la configuration co-courant.

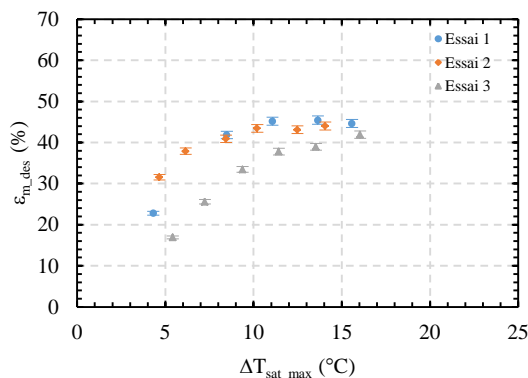


Figure 2 : Efficacité massique du desorbteur avec un changement de la température de la solution

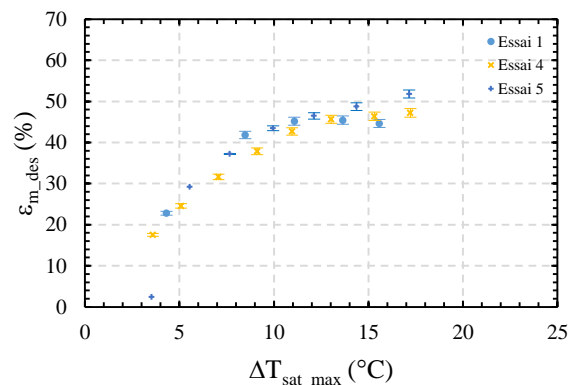


Figure 3 : Efficacité massique du desorbteur avec un changement du débit de la solution

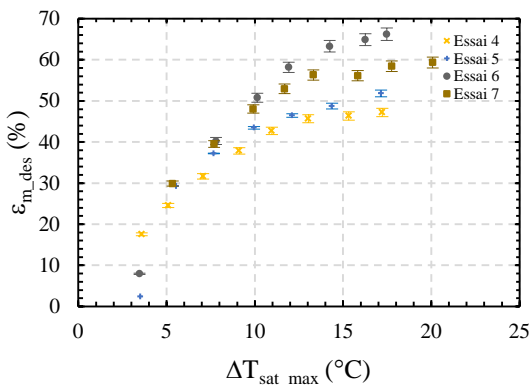


Figure 4 : Efficacité massique du desorbteur avec une configuration co-courant et contre-courant pour différents débits de la solution

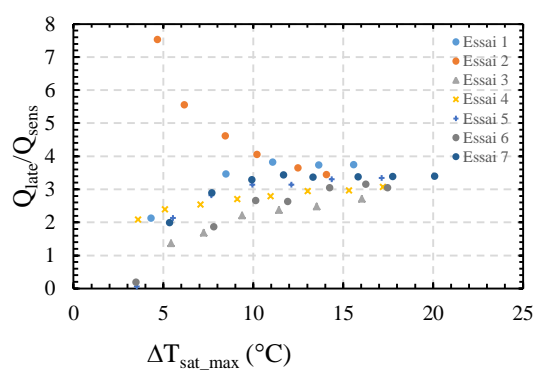


Figure 5 : Rapport entre la partie latente et la partie sensible de la puissance transmise au desorbteur

5. Conclusion

Cet article présente une caractérisation expérimentale d'un désorbeur compact à plaques, développé pour une application automobile. Les essais de caractérisation réalisés montrent l'influence importante de la surchauffe du fluide caloporteur sur l'efficacité de l'échangeur comme c'est le cas en ébullition libre. Contrairement aux évaporateurs mettant en œuvre des fluides purs les performances du désorbeur en configurations contre-courant sont sensiblement améliorées en configuration contre-courant. Ceci est attribué aux effets de diffusion qui affectent la température de saturation de la solution tout au long du parcours du fluide.

Références :

- [1] N. Garcia-Hernando, J. A. Alemendros-Ibanez, G. Ruiz, M. de Vega, On the pressure drop in plate Heat Exchangers used as desorbers in absorption chillers, *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 1520-1525.
- [2] R. Goulet, Development and analysis of an innovative evaporator/absorber for automotive absorption-based air conditioning systems: investigation on the simultaneous heat and mass Transfer, *PhD thesis*, INSA Lyon 2011.
- [3] H. OBAME MVE, Compréhension des écoulements optimisation des transferts de chaleur et de masse au sein d'une structure capillaire, *PhD thesis*, INSA Lyon 2014.
- [4] Y. Lazano-Véliz, J. Siqueros, D. Juarez-Romero, L. I. Morales, J. Torres-Merino, Analyze of effective wetting area of a horizontal generator for an absorption heat transformer, *Applied Thermal Engineering* 62 (2014) 845_849.
- [5] Y. Lazano-Véliz, J. A. Hernandez, D. Juarez-Romero, A. Huicochea-Rodriguez, Improved of effective wetting area and film thickness on a concentric helical bank of a generator for an absorption heat transformer, *Applied Thermal Engineering* 106 (2016) 1319-1328.
- [6] T. Hu, X. Xie, Y. Jiang, Design and experimental study of a plate-type falling-film generator for a LiBr/H₂O absorption heat pump, *International Journal of Refrigeration* 74 (2017) 304-312.
- [7] M. Mortazavi, M. Schmid, S. Moghaddam, Compact and efficient generator for low grade solar and heat driven absorption systems, *Applied Energy* 198 (2017) 173-179.
- [8] W. Yan, Y. Jian, M. ChongFang, Experimental research of novel vortex generator for solar absorption chiller, *Science in China Series E: Technological Sciences* (2009).
- [9] S. J. Hong, E. Hihara, C. Dang, Novel absorption refrigeration system with a hollow fiber membrane-based generator, *International Journal of Refrigeration* 67 (2016) 418-432.
- [10] J. Ibarra-Bahena, U. Dehesa-Carrasco, R. J. Romero, B. Rivas-Herrera, W. Rivera, Experimental assessment of hydrophobic membrane-based desorber/condenser with H₂O/LiBr mixture for absorption systems, *Experimental Thermal and Fluid Science* 88 (2017) 145-159.
- [11] M. Venegas, M. de Vega, N. Garcia-Hernando, U. Ruiz-Rivas, Simplified model of a membrane-based rectangular micro-desorber for absorption chillers, *International Journal of Refrigeration* 71 (2016) 108-123.
- [12] M. Venegas, A. Zacarias, C. Vereda, A. Lecuona, R. Ventas, Subcooled and saturated boiling of ammonia-lithium nitrate solution in a plate-type generator for absorption machines, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 4914-4922.
- [13] Z. Yuan, K. E. Herolf, Thermodynamic properties of aqueous lithium bromide using a multiproperty free energy correlation, *HVAC&R Research* , July 2005.
- [14] M. Aiame, J. Ramousse, B. Stutz, M. Bouyaud, E. Boudard, Dynamic modeling of an automotive air-conditioning system by absorption, *International Sorption Heat Pump Conference 2017*, Aug. 7-10, 2017, Tokyo.