

# Simulation et analyse des performances d'un système de stockage de chaleur intersaisonnier par absorption

Fredy HUAYLLA<sup>1</sup>, Nolwenn LE PIERRES<sup>1\*</sup>, Benoit STUTZ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement, Université de Savoie, CNRS UMR 5271, Savoie Technolac, 73376, Le Bourget du Lac, France

\* (auteur correspondant : nolwenn.le-pierres@univ-savoie.fr)

**Résumé** - Un nouveau procédé destiné au chauffage des bâtiments et basé sur le processus d'absorption de l'eau par une solution de bromure de lithium et capable de stocker et libérer de la chaleur sur des durées importantes est présenté. Un prototype du système a été construit et un modèle pour représenter les phénomènes de sorption dans le réacteur a été développé. Une validation à partir des résultats expérimentaux est ici présentée. Une bonne coïncidence entre la performance mesurée et simulée a été trouvée et l'influence de la mouillabilité des surfaces d'échange est soulignée.

## Nomenclature

$D_h$	diamètre hydraulique, $m$	<i>Symboles grecs</i>	
$D_{LiBr/H_2O}$	diffusivité massique entre LiBr et H <sub>2</sub> O, $m^2.s^{-1}$	$\Delta z$	hauteur de la maille, $m$
$e$	épaisseur, $m$	$\mu$	viscosité, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
<i>Function</i>	fonction de variables	$\lambda$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$g$	accélération gravitationnelle, $m.s^{-2}$	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$Gr^*$ , $Gr^{**}$	nombres modifiés de Graetz	<i>Indices et exposants</i>	
$h$	enthalpie, $J.kg^{-1}$	<i>abs/des</i>	eau absorbée ou desorbée
$h_c$	coefficient de transfert de chaleur par convection, $W.m^{-2}.K^{-2}$	<i>eva/con</i>	eau évaporée ou condensée
$h_m$	coefficient de transfert de mass par convection, $m.s^{-1}$	$f$	film de la solution de LiBr
$j_h$	coefficient de transfert de chaleur pour un échangeur de chaleur à tube et calandre	$f_{cp}$	fluide caloporteur
$L_{tube}$	périmètre du tube métallique, $m$	$i$	entrée
$\dot{m}$	débit massique total, $kg.s^{-1}$	$int$	interface
$n$	nombre total de mailles	$int/film$	entre l'interface liquide/vapeur et le film de la solution de LiBr
$Nu$	nombre de Nusselt	$j$	maille $j$
$P$	pression, $Pa$	$liq.eau$	eau liquide
$P_{equi}$	pression de vapeur à l'équilibre pour les échangeurs de chaleur couplés, $Pa$	$o$	sortie
$Pr$	nombre de Prandtl	$p$	tube métallique
$Re$	nombre de Reynolds	<i>part. liq. eau in LiBr</i>	partiel de l'eau liquide dans la solution de LiBr
$Sh$	nombre de Sherwood	$p/film$	entre le tube métallique et le film de la solution de LiBr
$T$	température, $K$	$p/f_{cp}$	entre le tube métallique et le caloporteur
$T_{equi}$	température de vapeur à l'équilibre pour les échangeurs de chaleur couplés, $K$	$p\_côté\_film$	côté tube en contact avec le film de la solution de LiBr
$x$	concentration massique (solution LiBr)	$p\_côté\_f_{cp}$	côté tube en contact avec le fluide caloporteur
		$vap$	vapeur d'eau dans le réacteur

## 1. Introduction

Actuellement la durabilité de l'approvisionnement énergétique est un sujet déterminant en vue d'un développement durable. En France, un intérêt particulier a été porté au secteur du bâtiment car il est responsable de 46% de la consommation énergétique totale. Un objectif du gouvernement français est de réduire cette consommation de 38% d'ici l'année 2020.

Des moyens pour réussir cet objectif sont l'amélioration de l'efficacité énergétique des bâtiments et le stockage de la chaleur disponible en périodes favorables quand la ressource solaire est forte (l'été) pour l'utiliser en périodes moins favorables (l'hiver). Néanmoins, les principaux systèmes actuels pour stocker l'énergie dans les bâtiments se servent de la capacité à stocker de la chaleur sensible ou latente des matériaux composant le bâtiment lui-même, et ce stockage est donc normalement limité à quelques jours en raison des pertes thermiques.

Les procédés thermochimiques et de sorption ont déjà été largement utilisés pour des applications de refroidissement [1]. Néanmoins, comme il est indiqué par N'Tsoukpoe [2], pendant les dix dernières années ces systèmes ont aussi généré l'intérêt pour des applications de chauffage du bâtiment grâce à leur capacité de stocker l'énergie pendant de longues périodes, tout en conservant un rendement acceptable et une forte densité énergétique.

Dans cet article un système innovant pour des applications de chauffage des bâtiments basé sur l'absorption de l'eau par une solution aqueuse de bromure de lithium et capable de stocker de la chaleur pendant des longues durées est présenté. Dans ce système, la chaleur solaire peut être stockée pendant l'été, en utilisant le processus de désorption, pour être libérée pendant l'hiver par l'absorption.

Dans la section suivante le principe physique du système et le prototype qui a été construit pour tester le potentiel de cette application sont présentés. Dans la section 3 le modèle détaillé qui a été développé sous Matlab pour simuler les processus d'absorption/désorption et d'évaporation/condensation dans le réacteur du prototype est décrit. Dans la section 4 une validation du modèle, comparant résultats expérimentaux et simulés est donnée.

## 2. Système de stockage de chaleur par absorption

Un prototype a été construit pour tester le potentiel d'un système de stockage de chaleur à long terme basé sur un procédé de sorption [3], comme montré Figures 1 et 2. Le principe de ce système est similaire au cycle d'une pompe de chaleur par absorption, néanmoins il n'a pas besoin de quatre unités d'échange (absorbeur, desorbeur, condenseur et évaporateur) travaillant en parallèle puisque le stockage de chaleur intersaisonnier envisagé est un procédé discontinu (charge en été et décharge en hiver). Par conséquent, les quatre échangeurs de chaleur peuvent être combinés en deux échangeurs renversables à film tombant situés dans le même réacteur où l'un des échangeurs fonctionne comme desorbeur et l'autre comme condenseur en période de charge puis comme absorbeur et évaporateur en période de décharge, respectivement.

L'eau (sorbit) est desorbée sous forme vapeur à partir d'une solution aqueuse de bromure de lithium (sorbant) dans l'échangeur de chaleur « A » pour être condensée dans l'échangeur de chaleur « B » ou, dans le sens contraire, de l'eau liquide est évaporée dans l'échangeur « B » pour être absorbée par la solution de LiBr dans l'échangeur « A ». En raison de la discontinuité du procédé, deux réservoirs pour stocker la solution de LiBr et l'eau liquide sont nécessaires. Ce second réservoir permet de stocker l'eau libérée et de l'utiliser en période de besoin pour le processus d'absorption/évaporation. Ces processus de désorption et absorption de l'eau sont les moyens de stockage de la chaleur solaire en été et de chauffage du bâtiment en hiver respectivement [3].

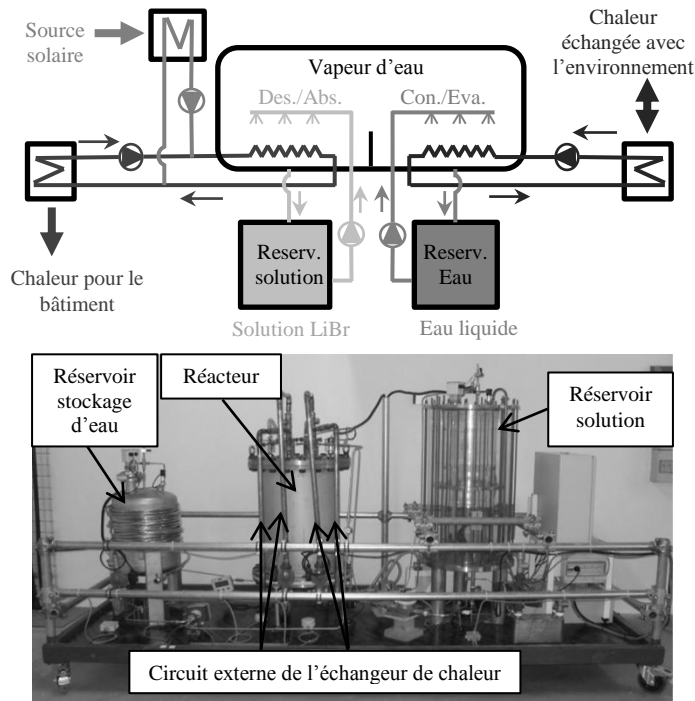


Figure 1 : Prototype du système de stockage de chaleur par absorption

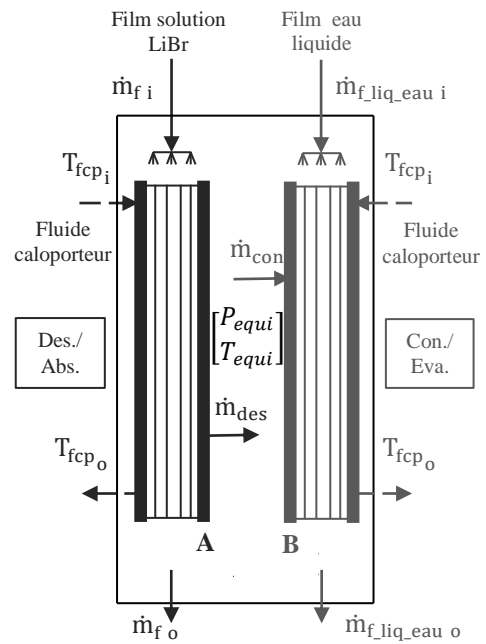


Figure 2 : Détail de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre dans le réacteur

Les échangeurs de chaleur dans le réacteur du prototype sont du type à tubes et à calandre, comme montré Figures 2 et 3. Dans chaque échangeur, un fluide caloporteur gagne ou perd la chaleur libérée ou absorbée par les différents processus thermochimiques. Le prototype a été instrumenté pour permettre la mesure des températures, pressions et fractions massiques des fluides. Chaque échangeur de chaleur est connecté à un module thermique qui peut fournir un débit massique à température contrôlée de fluide caloporteur (eau). Le module connecté au désorbeur représente des capteurs solaires pendant les tests de charge et le bâtiment pendant les tests de décharge. Le module connecté au condenseur/évaporateur simule un puits géothermique. Enfin, deux modules additionnels ont été installés pour maintenir les réservoirs de stockage à des températures constantes [3].

### 3. Modélisation

Les échangeurs sont de type à tube et calandre (Figure 3). Ils sont composés de 14 tubes confinés dans une calandre cylindrique. Le fluide caloporteur s'écoule sur la surface externe des tubes. Sur la surface interne, un film de solution de LiBr ou d'eau liquide ruisselle, permettant aux processus d'absorption/désorption ou évaporation/condensation de se produire. Cette configuration limite le nombre de tubes à mettre en œuvre et permet une distribution simplifiée des liquides.

Nos modèles prennent en compte, en fonction du cas, le fluide caloporteur et le film ruisselant (solution de LiBr ou eau liquide) en co-courant, comme montré Figure 3, ou en contrecourant. Ils prennent aussi en compte un régime laminaire établi pour le film ruisselant tout au long des tubes, ce qui implique que les effets de turbulence dans le film à l'entrée de l'échangeur sont négligeables. Enfin, ils considèrent que tout le système fonctionne dans des conditions stationnaires. Une discrétisation a été mise en place le long des échangeurs pour le film ruisselant, les tubes métalliques et le fluide caloporteur comme montré Figure 3. Cette discrétisation est utilisée pour les bilans massiques et énergétiques des différents processus.

Les propriétés physiques de la solution de LiBr ont été évaluées en utilisant des relations données par Herold et Yuan [4].

### 3.1. Modèle de l'échangeur pour le processus d'absorption/désorption

En considérant les hypothèses précédentes, les équations suivantes décrivent le bilan massique et énergétique à chaque maille de l'échangeur de masse et de chaleur. Le film ruisselant considéré dans ce modèle est une solution de LiBr qui absorbe de l'eau à partir de la vapeur d'eau dans le réacteur ou, inversement, désorbe de l'eau vers la phase vapeur. Le sens des phénomènes dépend de la température et concentration de la solution de LiBr à l'entrée de l'échangeur, ainsi que de la pression de vapeur et des températures du fluide caloporteur. Une description de chaque équation est donnée ci-dessous.

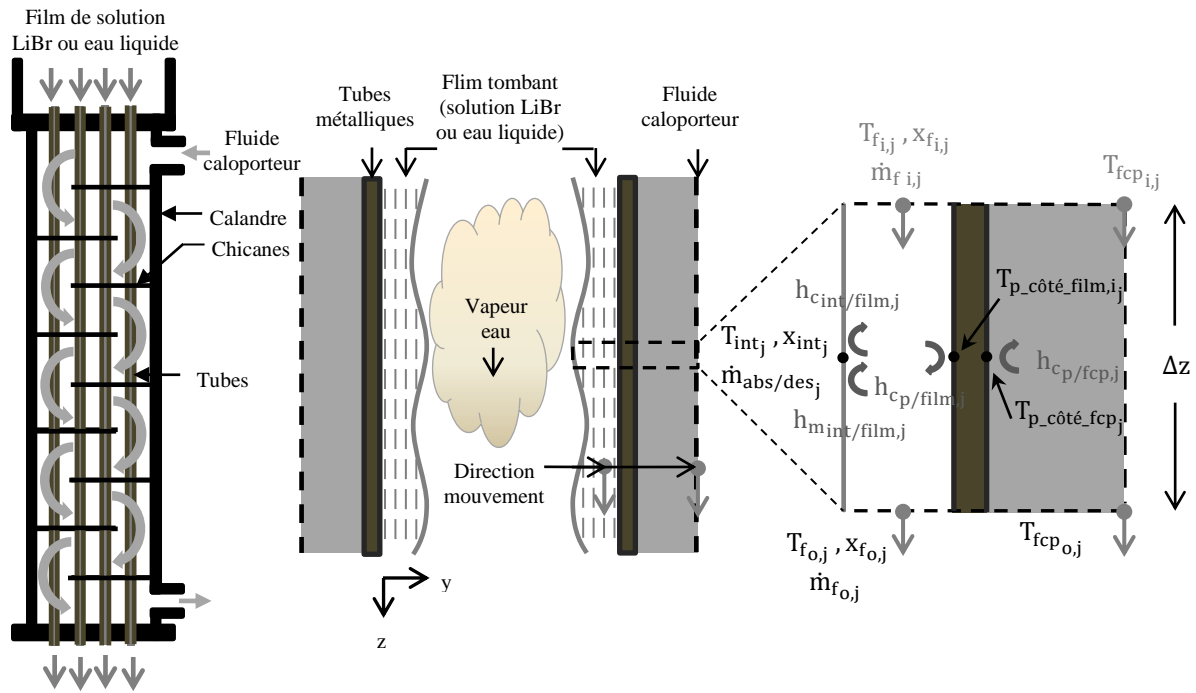


Figure 3 : Echangeur de chaleur à tube et calandre du prototype et détail de la discrétisation considérée pour notre modèle

Bilan d'énergie de la solution de LiBr dans la maille  $j$

$$-\left(\dot{m}_{f_{o,j}}/N_{tubes}\right) \times h_f(T_{f_{o,j}}, x_{f_{o,j}}, p_{vap}) + \left(\dot{m}_{f_{i,j}}/N_{tubes}\right) \times h_f(T_{f_{i,j}}, x_{f_{i,j}}, p_{vap}) + \left(\dot{m}_{abs/des_j}/N_{tubes}\right) \times h_{vap.(T_{vap}, p_{vap})} + h_{cp/film,j} \times \Delta z \times L_{tube} \times \left(T_{p\_côté\_film,j} - (T_{f_{o,j}} + T_{f_{i,j}})/2\right) = 0 \quad [W] \quad (1)$$

Bilan d'énergie à l'interface entre la solution de LiBr et la vapeur d'eau dans la maille  $j$

$$\left(\dot{m}_{abs/des_j}/N_{tubes}\right) \times \left(h_{vap.(T_{vap}, p_{vap})} - h_{part.liq.eau \text{ in LiBr}(T_{int_j}, x_{int_j}, p_{vap})}\right) - h_{cint/film,j} \times \Delta z \times L_{tube} \times \left(T_{int_j} - (T_{f_{o,j}} + T_{f_{i,j}})/2\right) = 0 \quad [W] \quad (2)$$

Bilan d'énergie du fluide caloporteur dans la maille  $j$

$$-\dot{m}_{fcp_{o,j}} \times h_{liq.eau}(T_{fcp_{o,j}}) + \dot{m}_{fcp_{i,j}} \times h_{liq.eau}(T_{fcp_{i,j}}) + N_{tubes} \times h_{cp/fcp,j} \times \Delta z \times L_{tube} \times \left(T_{p\_côté\_fcp,j} - (T_{fcp_{o,j}} + T_{fcp_{i,j}})/2\right) = 0 \quad [W] \quad (3)$$

Bilan d'énergie à l'interface entre le fluide caloporteur et le tube métallique dans la maille  $j$

$$h_{cp/fcp,j} \times \Delta z \times L_{tube} \times \left( (T_{fcp_{o,j}} + T_{fcp_{i,j}})/2 - T_{p\_côté\_fcp_j} \right) - \lambda_p/e_p \times \Delta z \times L_{tube} \times (T_{p\_côté\_htf_j} - T_{p\_côté\_film_j}) = 0 \quad [W] \quad (4)$$

Bilan d'énergie à l'interface entre la solution de LiBr et le tube métallique dans la maille  $j$

$$\lambda_p/e_p \times \Delta z \times L_{tube} \times (T_{p\_côté\_film_j} - T_{p\_côté\_fcp_j}) - h_{cp/film,j} \times \Delta z \times L_{tube} \times \left( (T_{f_{o,j}} + T_{f_{i,j}})/2 - T_{p\_côté\_film_j} \right) = 0 \quad [W] \quad (5)$$

Bilan de masse du film de solution de LiBr dans la maille  $j$

$$-(\dot{m}_{f_{o,j}}/N_{tubes}) + (\dot{m}_{f_{i,j}}/N_{tubes}) + (\dot{m}_{abs/des_j}/N_{tubes}) = 0 \quad [kg/s] \quad (6)$$

Bilan de masse de l'eau dans le film de la solution de LiBr dans la maille  $j$

$$-(\dot{m}_{f_{o,j}}/N_{tubes}) \times (1 - x_{f_{o,j}}) + (\dot{m}_{f_{i,j}}/N_{tubes}) \times (1 - x_{f_{i,j}}) + (\dot{m}_{abs/des_j}/N_{tubes}) = 0 \quad [kg/s] \quad (7)$$

Bilan de masse à l'interface entre le film de solution et la vapeur d'eau dans la maille  $j$

$$\left( \dot{m}_{abs/des_j}/N_{tubes} \right) - h_{mint/film,j} \times \rho_{liq.eau}(T_{int_j}) \times \Delta z \times L_{tube} \times \left( (1 - x_{int_j}) - \left( (1 - x_{f_{o,j}}) + (1 - x_{f_{i,j}}) \right) / 2 \right) = 0 \quad [kg/s] \quad (8)$$

Equilibre à l'interface entre le film de solution de LiBr et la vapeur d'eau dans la maille  $j$

$$T_{int_j} - Function_{int}(x_{int_j}, P_{vap}) = 0 \quad [^{\circ}C] \quad (9)$$

Ce système de 9 équations et 9 inconnues ( $T_{int_j}, T_{fcp_{o,j}}, T_{f_{o,j}}, T_{p\_côté\_film_j}, T_{p\_côté\_fcp_j}, x_{f_{o,j}}, x_{int_j}, \dot{m}_{abs/des_j}, \dot{m}_{f_{o,j}}$ ) est résolu pour chaque maille, en considérant les conditions thermodynamiques  $T_{vap}, P_{vap}$  établies. A la maille " $j=I$ " les conditions  $T_{fcp_{i,j}}, T_{f_{i,j}}, \dot{m}_{f_{i,j}}$  et  $x_{f_{i,j}}$  sont connues puisque les conditions à l'entrée de cette maille sont les conditions d'entrée dans l'échangeur de chaleur. Ceci permet de résoudre le système d'équations pour la maille " $j=I$ " et d'utiliser les valeurs trouvées comme valeurs d'entrée pour la maille suivante. En mode contrecourant l'équation (3) est modifiée (direction inverse du débit massique). Une méthode de tir est mise en œuvre. Le temps de calcul est alors 4 fois plus long qu'en co-courant. Un calcul des coefficients  $h_{cp/fcp,j}, h_{cp/film,j}, h_{cint/film,j}, h_{mint/film,j}$  doit aussi être fait. Les équations considérées et leur description sont données ci-dessous.

Le nombre de Nusselt pour le coefficient de transfert de chaleur par convection entre le tube métallique et le fluide caloporteur est donné dans l'équation (10). La méthode de Kern pour une configuration d'échangeur de chaleur à tube et à calandre a été utilisée.

$$Nu_{p/fcp,j} = (h_{cp/fcp,j} \times D_{h_{fcp}}) / \lambda_{liq.eau}(T_{fcp_{i,j}}) \\ = j_h \times Re_{fcp/i,j} \times Pr_{fcp/i,j}^{1/3} \times \left( \mu_{liq.eau}(T_{fcp_{i,j}}) / \mu_{liq.eau}(T_{p\_côté\_fcp_j}) \right)^{0.14} \quad (10)$$

Où  $j_h$  est un coefficient qui dépend du nombre de Reynolds  $Re_{fcp/i,j}$  et du pourcentage de coupure des chicanes de l'échangeur côté calandre (*section de passage/section totale*).

Les trois équations suivantes représentent : le nombre de Nusselt pour le coefficient de transfert de chaleur par convection entre le tube métallique et le film de solution de LiBr (11),

le nombre de Nusselt pour le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'interface et le film de la solution de LiBr (12) et le nombre de Sherwood pour le coefficient de transfert de masse par convection entre l'interface et le film de la solution de LiBr (13). Ces corrélations ont été obtenues par Grossman [5] pour un film laminaire de solution de LiBr ruisselant sur une surface plane de température constante. Ces corrélations sont considérées comme valables aussi pour un film ruisselant sur une surface tubulaire en raison de la très fine épaisseur du film par rapport au rayon de courbure des tubes.

$$Nu_{p/film,j} = (h_{c_{p/film,j}} \times e_{f_j}) / \lambda_f(T_{f_{i,j}}, x_{f_{i,j}}) = Function_{p/film}(Gr_{i,j}^{*-1}) \quad (11)$$

$$Nu_{int/film,j} = (h_{c_{int/film,j}} \times e_{f_j}) / \lambda_f(T_{f_{i,j}}, x_{f_{i,j}}) = Function_{int/film}(Gr_{i,j}^{*-1}) \quad (12)$$

$$Sh_{int/film,j} = (h_{m_{int/film,j}} \times e_{f_j}) / D_{LiBr/H_2O}(T_{f_{i,j}}, x_{f_{i,j}}) = Function_{int/film}(Gr_{i,j}^{** -1}) \quad (13)$$

Où  $Gr^*$  et  $Gr^{**}$  sont les nombres modifiés de Graetz :  $Gr^*$  pour le développement thermique et  $Gr^{**}$  pour le développement de transfert massique.

Puisque le calcul des coefficients précédents nécessite de connaître l'épaisseur du film de la solution de LiBr, l'équation suivante (14) a été utilisée, en considérant un régime laminaire et un profil parabolique pour le champ de vitesses [6].

$$e_{f_j} = \sqrt[3]{\left(3 \times \mu_f(T_{f_{i,j}}, x_{f_{i,j}}) \times (\dot{m}_{f_{i,j}} / N_{tubes})\right) / \left(\left(\rho_f(T_{f_{i,j}}, x_{f_{i,j}})\right)^2 \times g \times L_{tube}\right)} \quad [m] \quad (14)$$

Toutes les équations et hypothèses décrites permettent de calculer la température, concentration et débit massique du film ruisselant de solution de LiBr tout au long de l'échangeur de chaleur. Le nombre de maille a été choisi de sorte à limiter le temps de calcul tout et garantir une la précision des résultats.

Les équations ont été codées dans le logiciel Matlab 2010 et elles ont été résolues en utilisant le solveur d'équations non linéaires « *fsolve* ». Le code permet de décrire les processus d'absorption ou désorption qui sont identifiés en fonction des valeurs prises par la variable  $\dot{m}_{abs/des_j}$  à chaque maille. Une valeur positive de  $\dot{m}_{abs/des_j}$  indique que de l'eau a été absorbée à partir de la phase vapeur et une valeur négative indique que de l'eau a été désorbée du film de solution de LiBr.

### 3.2. Modèle de l'échangeur pour le processus d'évaporation/condensation

De façon similaire au processus d'absorption/désorption, un modèle a été développé pour le processus d'évaporation/condensation. La même approche nodale et les hypothèses des sous-sections précédentes ont été utilisées et, en outre, la vapeur d'eau dans le réacteur a été considérée en condition de saturation. Les équations de bilan énergétique et massique (1), (2), (3), (4), (5), (6) et (9) ont été utilisées et les termes liés aux caractéristiques de la solution de LiBr ont été remplacés par ceux d'un film d'eau liquide ou évalués à une concentration  $x=0$  (cas de l'équation (9)). Les coefficients de transfert par convection :  $h_{c_{p/film,j}}$ ,  $h_{c_{int/film,j}}$  ont été calculés en utilisant les résultats de Grossman [5] pour une concentration  $x=0$ .

### 3.3. Modèle pour le couplage des échangeurs

Comme indiqué au début de cette section, un modèle pour coupler les échangeurs de chaleur d'absorption/désorption et d'évaporation/condensation a aussi été développé sous Matlab. Cette approche considère que les deux échangeurs sont placés au sein du même réacteur et que la vapeur d'eau est en conditions de saturation (Figures 1, 2 et 3).

A partir des conditions d'entrée du film de solution de LiBr, du fluide caloporteur et du film d'eau liquide, le modèle calcule la pression de vapeur saturée,  $P_{equi}$ , qui permet d'établir un bilan massique sur l'eau sous forme vapeur dans le réacteur (équation (15)).

$$\left( \sum_{j=1}^n \dot{m}_{abs/des_j} - \sum_{j=1}^n \dot{m}_{eva/con_j} \right)_{(P_{equi})} = 0 \quad (15)$$

Ce bilan massique sur la vapeur indique que pour une pression de vapeur,  $P_{equi}$ , la quantité d'eau qui est désorbée de la solution de LiBr dans un échangeur est égale à la quantité d'eau condensée dans l'autre échangeur, ou dans la direction opposée, la quantité d'eau absorbée par la solution de LiBr dans un échangeur est égal à la quantité d'eau évaporée dans l'autre échangeur (Figure 1). Ces conditions impliquent que la vapeur est dans un état d'équilibre stationnaire. Ceci peut être obtenu dans des systèmes où les conditions d'entrée changent très lentement en comparaison du temps nécessaire pour que le film ruisselant puisse atteindre un régime stationnaire, ce qui est le cas dans notre système.

#### 4. Validation du modèle

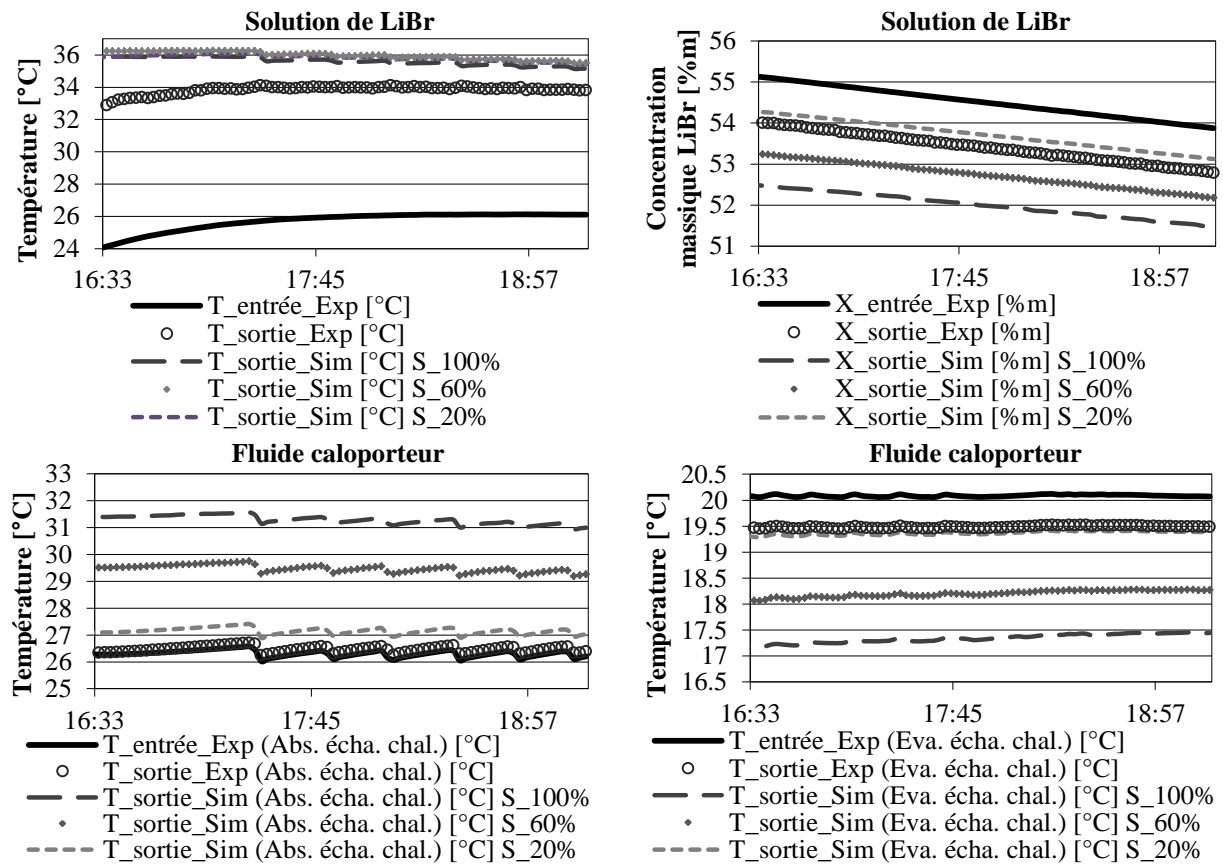
Les résultats expérimentaux obtenus dans notre laboratoire de recherche par N'Tsoukpo et al. [3] ont été utilisés pour valider le modèle. Un exemple a été choisi ici pour illustrer cette validation. Le cas choisi est un cas d'absorption et d'évaporation. Des tests expérimentaux du procédé couplé en absorption/évaporation ont été faits en septembre 2011 pour tester la capacité de décharge du système. Ce test a été effectué en configuration co-courant pour l'absorbant et en configuration contrecourant pour l'évaporateur. Les comparaisons entre les résultats expérimentaux et simulés pour la température et la concentration de la solution de LiBr et pour la température du fluide caloporteur de chaque échangeur de chaleur sont données Figure 4.

Pour le système simulé sans aucune correction de la surface mouillée (coefficient  $S=100\%$  sur la figure 4), une discordance est observée entre les résultats expérimentaux et simulés. Cette différence peut être expliquée par les effets de mouillabilité du film ruisselant comme l'on souligné différentes études [7]. Ces effets négatifs peuvent être limités en traitant la surface d'échange avec des procédés chimiques tel que l'anodisation. Puisque les tubes métalliques des échangeurs de chaleur utilisés pour les tests n'ont pas été traités pour augmenter la mouillabilité, une réduction du pourcentage de mouillage de la surface d'échange a été considérée. Un coefficient de mouillage de 60% et 20% a été simulé et comparé avec les résultats expérimentaux. Cette réduction de la surface d'échange a été introduite en réduisant le périmètre de contact  $L_{tube}$ . Ainsi, une amélioration notable de la concordance entre résultats expérimentaux et simulés est observée avec la meilleure coïncidence pour un coefficient de mouillabilité voisin de 20%. Un comportement similaire a été trouvé en mode désorption/condensation mais n'est pas montré dans cet article.

#### 5. Conclusion

Un modèle détaillé pour décrire le procédé couplé d'absorption/évaporation et de désorption/condensation dans le réacteur d'un système de stockage thermochimique a été développé sous Matlab. Les comparaisons entre résultats expérimentaux et simulés montrent une très bonne coïncidence, en considérant une réduction de l'efficacité de mouillage entre le film ruisselant de solution de LiBr ou d'eau liquide et le tube de métal dans les échangeurs de chaleur. La meilleure coïncidence est obtenue avec un coefficient de mouillage de 20% seulement, ce qui prouve l'importance de l'amélioration de la conception de ces échangeurs.

Cette étude permet de souligner l'influence critique de la réduction de la capacité de mouillage des films ruisselants sur les échangeurs à film tombant ; en effet, elle peut diminuer fortement la quantité d'énergie fournie au fluide caloporteur et donc l'efficacité globale du procédé. Une validation du modèle avec des cas d'étude issues de la littérature est envisagée.



## Références

- [1] Y. Fan, L. Luo, B. Souyri, Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications, *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 11 (2007), 1758-1775.
- [2] E. N'Tsoukpoe, N. Le Pierrès, L. Luo, A review on long-term sorption solar energy storage, *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 13 (2009), 2385-2396.
- [3] E. N'Tsoukpoe, N. Le Pierrès, L. Luo, Experimentation of a LiBr-H<sub>2</sub>O absorption process for long-term solar thermal storage: Prototype design and first results, *Energy*, 53 (2013), 179-198.
- [4] K.E. Herold, Z. Yuan, Thermodynamic properties of aqueous Lithium Bromide using multiproperty free energy correlation, *HVAC&R Res.*, 11 - 3 (2005), 377-393.
- [5] G. Grossman, Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow, *Int. J. Heat Mass Tran.*, 26 - 3 (1983), 357-371.
- [6] V.P. Carey, External condensation, Chapter 9, In: *Liquid-vapor phase-change phenomena*, Taylor and Francis group, New York: 413-475 (2008).
- [7] J. Drelich, E. Chibowsky, D. Desheng, K. Terpilowski, Hydrophilic and superhydrophilic surfaces and materials, *Soft Matter*, vol. 7 (2011), 9804-9828.

## Remerciements

Ce travail a été financé dans le cadre du projet ANR PROSSIS2 11-SEED-0011-01