

## PROGRAMME MODULAIRE DE SIMULATION DES MACHINES A ABSORPTION

Sana El May<sup>1\*</sup>, Ahmed Bellagi<sup>1</sup>

<sup>1</sup>*U.R. Thermique et Thermodynamique des Procédés Industriels  
Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir (ENIM)  
Av. Ibn Jazzar, 5060 Monastir  
Tunisie  
Sana\_helmay@yahoo.fr, a.bellagi@enim.rnu.tn*

### RESUME

Un programme de simulation modulaire des machines à absorption a été développé sous le logiciel *MATHEMATICA*®. Il s'agit d'un programme général pouvant être adapté à différentes configurations de machines sans y apporter de changements majeurs. Dans le cas où une séparation poussée dans le générateur est nécessaire, comme pour le système eau-ammoniac, un module complémentaire permet de traiter cette séparation dans une colonne de distillation a été élaboré. Par ailleurs, le programme permet de générer différents diagrammes thermodynamiques pour le traitement graphique des problèmes envisagés tels que le diagramme d'Oldham, de Ponchon-Savarit, etc. Ce papier montre l'utilité de cette approche pour l'analyse et la conception des machines à absorption. A titre d'illustration, nous étudions le cas d'un climatiseur à gaz commercial.

### Nomenclature

$h$ enthalpie, $kJ.mol^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>
$l, v$ débit molaire liquide et vapeur, $mol.s^{-1}$	$\varepsilon$ efficacité thermique
$P$ pression, $bar$	<i>indices et exposants</i>
$\dot{Q}$ flux thermique, $W$	$e/s$ entrée/ sortie
$T$ température, $K$ ou $^{\circ}C$	$c/f$ chaud/ froid
$(UA)$ conductance, $W.K^{-1}$	$h/b$ haute/ basse
$x, y$ fraction molaire liquide et vapeur	$m$ motrice

### 1. INTRODUCTION

Un des soucis majeurs de nombreux pays ces dernières années est de trouver une solution au problème de surcharge des réseaux électriques pendant les saisons chaudes engendré par l'utilisation massive de la climatisation. C'est aussi le cas de la Tunisie. Une des solutions préconisées est le recours aux climatiseurs à gaz qui consomment beaucoup moins d'énergie électrique et dans lesquels la technique d'absorption est appliquée. Un autre atout de ces machines est lié à leur caractère écologique. Cependant ils ont un coefficient de performance (COP) faible comparé à celui des machines à compression.

Actuellement plusieurs recherches sont en cours, l'objectif visé est d'améliorer le COP de telles machines. La simulation numérique constitue un outil de travail de choix dans cette recherche car elle permet de gagner du temps et surtout d'éviter des dépenses importantes pour la réalisation de prototypes et la conduite des expériences.

Nous présentons dans ce papier un programme de simulation modulaire des machines à absorption élaboré à cet effet sous le logiciel *MATHEMATICA*®. Il est conçu pour servir d'outil et d'aide à la conception de ces machines et peut être adapté à différentes et complexes configurations. Un module unique est développé pour tous les organes de l'installation. Un modèle d'un organe particulier est généré automatiquement à l'aide de ce module. Une large base de données thermodynamique des fluides de travail est y incorporée (solution aqueuse de bromure de lithium, système eau-ammoniac, mélange d'hydrocarbures, etc.).

## 2. DESCRIPTION DU PROGRAMME

Le programme, développé sous *MATHEMATICA*® vers. 4.1, se compose de trois parties :

1- La première est consacrée aux modèles thermodynamiques de prédiction des propriétés des fluides de travail utilisés. Ces propriétés sont estimées à l'aide d'un modèle de l'enthalpie libre de Gibbs du mélange [1].

2- La deuxième est constituée de quatre fonctions générant pour un organe donné de l'installation, le bilan matière global (BMG), un bilan partiel (BMP), le bilan d'énergie (BE) et l'expression du flux thermique  $Q$  échangé, s'il y en a.

Les trois fonctions de bilan sont définies comme suit :

$$\sum_e (\dot{l}_e + \dot{v}_e) - \sum_s (\dot{l}_s + \dot{v}_s) = 0 \quad (1)$$

$$\sum_e (x_e \dot{l}_e + y_e \dot{v}_e) - \sum_s (x_s \dot{l}_s + y_s \dot{v}_s) = 0 \quad (2)$$

$$\sum_e (\dot{l}_e h_e^l(T_e, P_e, x_e) + \dot{v}_e h_e^v(T_e, P_e, y_e)) - \sum_s (\dot{l}_s h_s^l(T_s, P_s, x_s) + \dot{v}_s h_s^v(T_s, P_s, y_s)) = \dot{Q} \quad (3)$$

Le flux de transfert thermique  $\dot{Q}$  entre les fluides à travers la paroi d'un échangeur est donné par la relation :

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{lm} \quad (4)$$

Avec

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{e,c} - T_{s,f}) - (T_{s,c} - T_{e,f})}{\text{Log} \left( \frac{T_{e,c} - T_{s,f}}{T_{s,c} - T_{e,f}} \right)} \quad (5)$$

3- La troisième partie du programme est formée par le module des différents organes de l'installation. Il s'agit d'une fonction unique générant le modèle de n'importe quel élément (évaporateur, condenseur, absorbeur, générateur etc.) et dont les arguments sont les nombres de flux de matière entrant et quittant l'organe, et des variables binaires spécifiant s'il y a ou non échange thermique avec l'extérieur ou équilibre de phases (dans le cas de mélange liquide vapeur). Ce module fait appel aux quatre fonctions précédentes. L'exécution de cette fonction pour un organe déterminé génère un système d'équations décrivant le modèle complet de celui-ci.

L'ensemble des équations obtenues en égalisant à zéro toutes les expressions constituant les éléments des listes pour tous les organes de la machine constitue le modèle complet de cette dernière dont la résolution est effectuée en exécutant la commande interne de *MATHEMATICA* **FindRoot**. La résolution fournit les caractéristiques du fluide en chaque point du cycle (température, débit, composition, enthalpie...)

## 3. ETUDE D'UN CLIMATISEUR A GAZ COMMERCIAL

Pour illustrer l'utilité du programme développé et ses possibilités, nous traitons le cas d'une unité commerciale de climatisation individuelle au gaz naturel. Nous commençons par l'établissement du modèle de la machine à l'aide d'un programme développé et procédons ensuite à la simulation de son fonctionnement. Les prédictions de l'état de la machine seront confrontées aux mesures de diverses grandeurs relevées sur l'appareil.

La figure 1 présente le climatiseur à gaz étudié. Nous avons intentionnellement choisi cet appareil à cause de la complexité de son architecture interne et pour tester notre programme

sur un cas difficile après l'avoir testé avec succès sur des machines à simple et double effet [2]. Dans le climatiseur étudié est mis en application un cycle à simple effet modifié en vue d'en améliorer les performances. Le mélange fluide de travail est une solution aqueuse d'ammoniac. Le générateur est chauffé par un brûleur à gaz. La machine est destinée à produire de l'eau glacée à 7°C quand elle y est introduite à 12°C, sa puissance frigorifique nominale est de 17 kW. Le refroidissement du condenseur et de l'absorbeur est réalisé à l'aide de l'air ambiant supposé à 35°C. Le reste des données sont rassemblées dans le tableau 1.

### 3.1. Principe de fonctionnement

La chaleur fournie au générateur sert à libérer l'ammoniac dissout dans la solution riche qui y est introduite (4). La vapeur dégagée, de l'ammoniac presque pur, passe ensuite dans le rectifieur où elle est purifiée davantage par condensation partielle. C'est la solution riche issue de l'absorbeur (2) qui assure l'abaissement de température nécessaire à cette condensation en se préchauffant. A la sortie du rectifieur, la vapeur (6) se dirige vers le condenseur refroidi à l'air ambiant. Le fluide frigorigène liquide (7) est ensuite refroidi dans l'échangeur sous-refroidisseur par la vapeur issue de l'évaporateur, puis traverse le système de détente avant de se vaporiser dans l'évaporateur. De là, la vapeur (10) traverse l'échangeur précédent en sens inverse et en se chauffant, puis arrive dans le pré-absorbeur où elle est partiellement absorbée par la solution pauvre provenant du générateur (14). La pré-absorption s'accompagne d'un dégagement de chaleur utilisée pour le préchauffage de la solution riche. A la sortie du pré-absorbeur, le mélange liquide-vapeur obtenu (12) passe dans l'absorbeur refroidi à l'air pour achever le processus d'absorption en donnant naissance à la solution riche (1) qui est envoyée par la pompe de circulation vers le générateur [3-5].

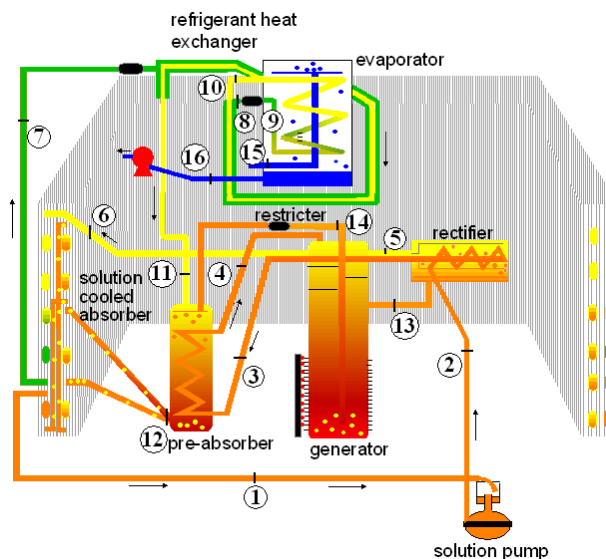


Figure 1 : Circuits internes du climatiseur commercial

### 3.2. Modèle mathématique

Le modèle mathématique décrivant le fonctionnement de l'installation complète est constitué des équations générées par le programme associées aux informations supplémentaires traduisant l'état de fonctionnement de la machine (Tableau 1). Telles que :

1. pertes de charge négligeables;
2. compression isentropique;
3. détendeurs adiabatiques;
4. vapeur 6 sortant du générateur saturée;
5. liquide 13 et vapeur 5 en équilibre thermodynamique.

Tableau 1 : Paramètres opératoires  
dans les conditions de fonctionnement nominales

Puissance du générateur (kW)	$Q_g$	17
Pression du condenseur (bar)	$P_h$	22,38*
Pression de l'évaporateur (bar)	$P_b$	4,93*
Débit de solution riche (mol/s)	$m_1$	1,43
Teneur en ammoniac de la solution pauvre	$x_{14}$	0.091
Température en entrée de l'eau glacée (°C)	$T_{in}$	12
Température en sortie de l'eau glacée (°C)	$T_{out}$	7

\* les pressions calculées à partir des données des températures des sources intermédiaires et froides.

### 3.3 Résolution numérique

Le modèle complet est constitué d'un système de 50 équations non linéaires à 50 inconnues. La simulation a été effectuée sous les conditions opératoires regroupées dans le tableau 1 et représentant les conditions des tests expérimentaux de la même installation réalisés dans les laboratoires de NIST [6].

Comme pour toutes les procédures itératives, la résolution numérique de ce système d'équations nécessite une bonne initialisation que l'on trouve aisément à l'aide des tracés du cycle dans les diagrammes d'Oldham et de Ponchon-Savarit du système élaborés sous *MATHEMATICA* [7].

En plus des données du tableau 1, huit informations supplémentaires sont nécessaires pour la résolution du modèle. Il s'agit des caractéristiques des transferts thermiques ( $UA$ ) dans les différents échangeurs (condenseur, évaporateur, absorbeur, échangeur sous-refroidisseur, rectifieur, pré-absorbeur) et deux efficacités  $\varepsilon_l$  et  $\varepsilon_v$  des échanges thermiques ayant lieu dans le générateur. En se basant sur les données expérimentales relevées sur la machine pour une température de l'air ambiant de 35°C, un programme d'optimisation développé sous *MATHEMATICA* et utilisant la fonction **FindMinimum** a permis de déterminer les caractéristiques de tous les échangeurs thermiques de l'installation, rassemblées dans le tableau 3.

### 3.4. Résultats et discussion

La résolution numérique du modèle nous donne les caractéristiques du fluide de travail en chaque point de l'installation : températures, débits, compositions molaires et enthalpies, ainsi que les flux de chaleur échangés au niveau des différents organes (tableau 3).

Sur la figure 2 est représenté le cycle thermodynamique de la machine dans le diagramme d'Oldham, tracé à l'aide du logiciel *MATHEMATICA*.

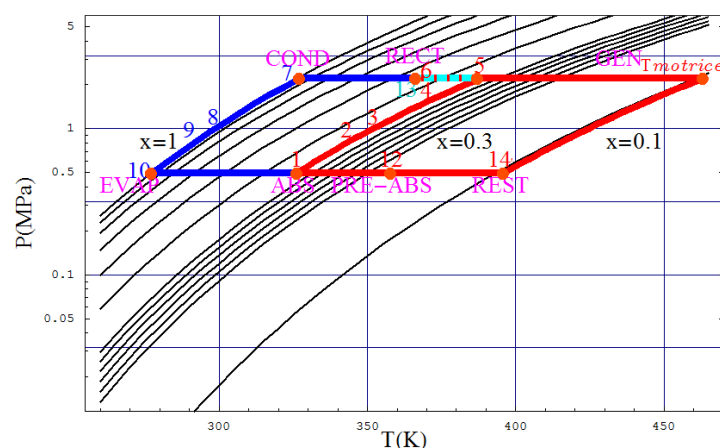


Figure 2 : Tracé du cycle de la machine dans le diagramme d'Oldham

Au vu des résultats du tableau 3 et de la comparaison entre les températures calculées par le modèle et celles relevées sur l'installation, on constate une bonne concordance entre valeurs expérimentales et simulées. Le modèle développé reproduit ainsi assez fidèlement les données de l'installation.

Tableau 2 : Résultats de simulation pour  $T_{air} = 35\text{ °C}$

	$T$ (K)	$l$ (mol/s)	$v$ (mol/s)	$x$	$y$
1	320.4	1.435	-	0.443	-
2	320.2	1.435	-	0.443	0.943
3	343	1.435	-	0.443	-
4	376.7	1.43	-	0.443	-
5	387.7	-	0.624	0.434	0.95
6	358.5	-	0.561	0.607	0.989
7	326.4	0.561	-	0.989	-
8	303.6	0.561	-	0.989	-
9	277.3	0.505	0.056	0.988	0.999
10	280.2	0.056	0.504	0.894	0.999
11	291.0	0.019	0.542	0.705	0.999
12	359.1	1.02	0.41	0.253	0.908
13	358.3	0.063	0	0.607	-
14	393	0.874	-	0.091	-
$\dot{Q}_{cond}$ (kW)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$\dot{Q}_{abs}$ (kW)			
-11.06	-9.63	-15.56			

Tableau 3 : Caractéristiques des échangeurs de chaleur

Echangeur	$UA$ (W/K)
Condenseur	348,62
Evaporateur	1575,36
Absorbeur	568,1
Pré-absorbeur	251,97
Rectifieur	64,72
Sous refroidisseur	37,52
Générateur	$\varepsilon_v = 0,87$ $\varepsilon_l = 0,81$

Avec

$$\varepsilon_v = \frac{T_m - T_5}{T_m - T_4} \quad (6)$$

$$\varepsilon_l = \frac{T_m - T_{14}}{T_m - T_4} \quad (7)$$

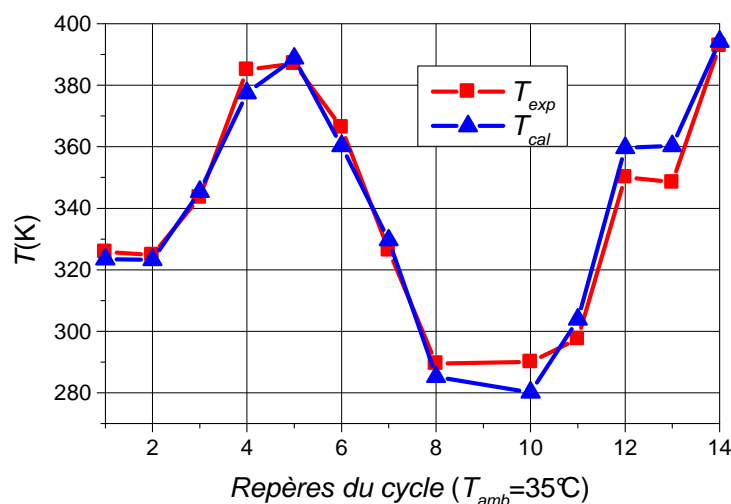


Figure 3 : Comparaison des températures expérimentales et calculées

Afin de valider le modèle développé, nous devons prédire les températures du fluide de travail, son état physique ainsi que les différents flux d'échange thermique des différents échangeurs de chaleur pour d'autres conditions de fonctionnement de l'appareil que les conditions nominales, en particulier lorsque la température de l'air évacuant les chaleurs d'absorption et de condensation change.

Nous présentons sur les figures 4 et 5 les résultats de calcul par notre modèle et les données expérimentales relevées sur la machine pour des températures de l'air ambiant respectivement

de 26°C et 38°C. Une bonne concordance (de même qualité que celle de la Figure 3) est observée entre les valeurs simulées et expérimentales dans les deux cas.

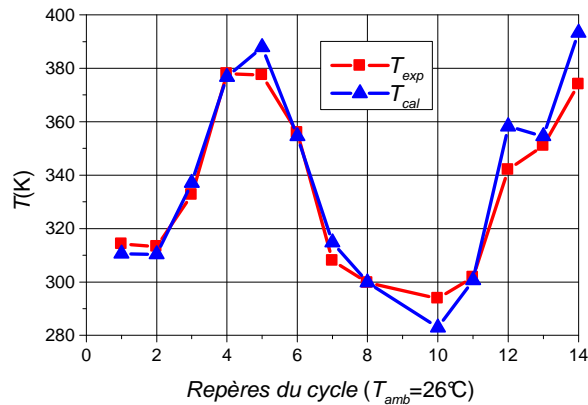


Figure 4 : Comparaison des températures expérimentales et calculées pour  $T_{air} = 26^\circ\text{C}$

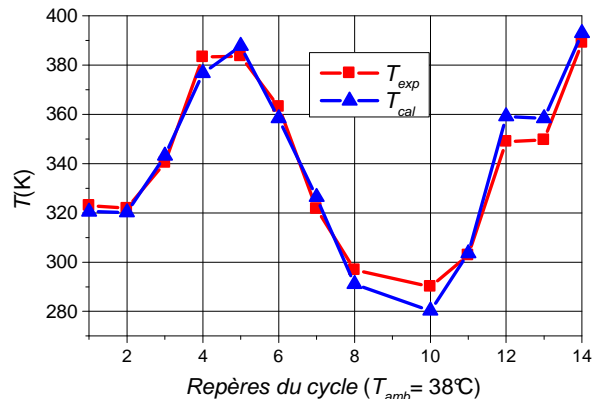


Figure 5 : Comparaison des températures expérimentales et calculées pour  $T_{air} = 38^\circ\text{C}$

## CONCLUSION

Nous avons présenté dans ce papier un programme de simulation modulaire développé sous Mathematica traitant des configurations complexes des machines à absorption utilisant différents fluides de travail (eau-LiBr, ammoniac-eau, etc.). Pour tester notre modèle, nous avons simulé le fonctionnement d'un climatiseur à gaz commercial sous différentes conditions et confronté les résultats obtenus aux données expérimentales relevées sur la machine. La bonne concordance entre valeurs expérimentales et calculées montre que le modèle développé peut constituer un outil de travail pour l'étude de nouvelles architectures et la conception de nouveaux cycles de machines à absorption.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. K. Mejbri, A. Bellagi, 2006, Modelling *International Journal of refrigeration*, 29, 11-218.
2. S. El May, A. Bellagi, 2008, *International Sorption Heat Pump Conference 2008*, 23-26 September, 2008, Seoul, Korea
3. I Horuz, T.M.S. Callander, 2004, *International Journal of refrigeration* 27, 10-16
4. N.A. Darwish, S.H. AL-Hashimi, A.S. Al-Mansoori, 2008, *International Journal of refrigeration*, 31, 1214-1223
5. R. M. Lazzarin, A. Gasparella, G. A. Longo, 1996, *International Journal of refrigeration*, 19, 239-246
6. S.A. Klein, 1982, U.S. Department of Commerce, NBSIR 82-2606, NBS National Engineering Laboratory Center For Building Technology, Washington DC
7. S. Wolfram, *Mathematica*, 1988, Addison-Wesley, Redwood City, U.S.