

# Modélisation simplifiée et éléments de validation expérimentale d'une installation de rafraîchissement solaire par absorption en climat tropical

Olivier Marc<sup>1</sup>, Franck Lucas<sup>1</sup>, Frantz Sinama<sup>1</sup>, Alain Bastide<sup>1</sup>, Eric Monceyron<sup>1</sup>, François Garde<sup>1</sup>

<sup>1</sup> LPBS. – Laboratoire de Physique du Bâtiment et des Systèmes  
Université de La Réunion : IUT Département Génie Civil 97410 Saint Pierre,  
olivier.marc@univ-reunion.fr

---

*RESUME. Le rafraîchissement solaire est sans conteste une alternative intéressante pour résoudre les problèmes de consommation électrique des climatisations classiques à compression mécanique de vapeur. Le programme d'optimisation de procédés de rafraîchissement solaire (ORASOL) de l'ANR a été créé pour à la fois proposer une réflexion fondamentale, avec l'élaboration d'outils de simulation et de dimensionnement, mais aussi la réalisation de plusieurs installations pilotes de différentes puissances nécessaires à la compréhension et au développement de cette technologie. C'est dans ce sens que notre laboratoire le LPBS s'est proposé de mettre en place une plateforme expérimentale d'une puissance frigorifique de 30kW. Cette installation a démarré au début du mois de mars (période estivale à La Réunion) et nous présentons ici les premiers résultats. De plus nous nous proposons de réaliser un outil de simulation permettant de prédire le comportement de notre installation et du bâtiment dans son ensemble, sur des pas de temps quelconque et sans appoint de chaleur. Nous présentons ici une première étape de modélisation simplifiée de l'ensemble de l'installation ainsi que des éléments de validation expérimentale. Cette première phase a pour objectif d'évaluer les modèles de composants nécessitant une représentation détaillée.*

*MOTS-CLÉS : rafraîchissement solaire, simulation, expérimentation.*

---

## 1. INTRODUCTION

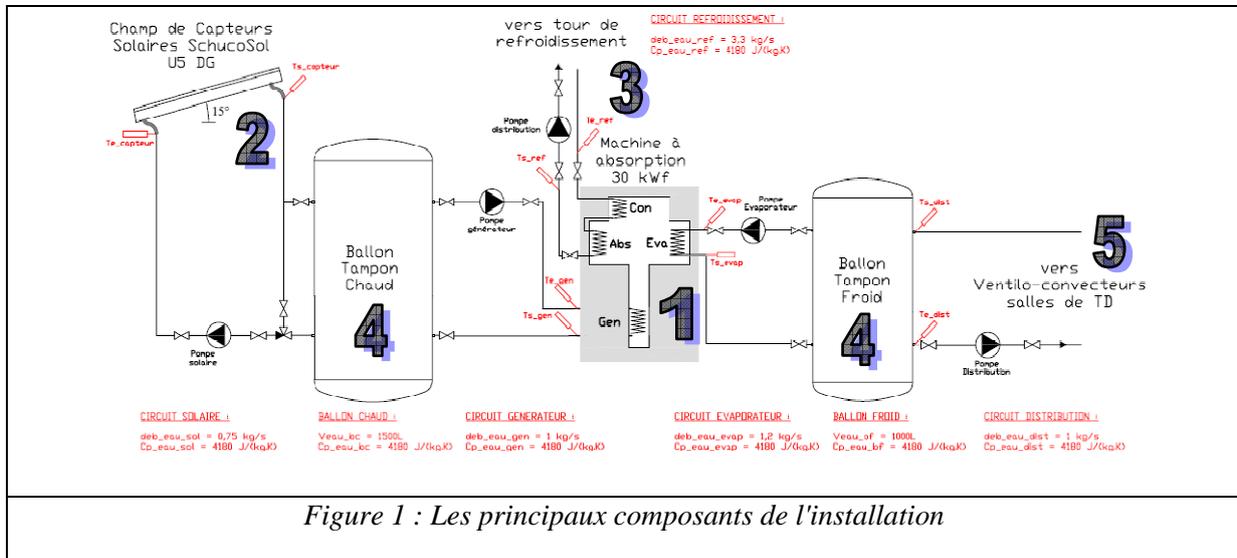
La recherche du confort thermique en période estivale induit un accroissement important de la consommation d'énergie électrique due à une utilisation majoritaire de climatiseurs à compression mécanique de vapeur en particulier à La Réunion. En parallèle des solutions bioclimatiques passives, les systèmes de rafraîchissement solaire par absorption font partie des alternatives intéressantes, dans la mesure où l'énergie est principalement consommée sous forme de chaleur et provient du soleil. Notre projet s'inscrit dans le cadre du programme ORASOL dont l'objectif est de proposer une réflexion à la fois fondamentale mais aussi très appliquée sur les procédés de rafraîchissement solaire dans le but d'améliorer les conditions de confort dans les bâtiments. Dans un premier temps, nous allons présenter l'installation et ses premiers résultats. Dans une seconde partie, nous allons présenter un modèle simplifié, développé pour l'étude complète d'une installation de rafraîchissement solaire par absorption. Enfin dans une dernière partie, nous comparerons les résultats obtenus par notre simulation aux données récoltées par notre plateforme expérimentale.

## 2. PRESENTATION DE L'INSTALLATION ET DES PREMIERS RESULTATS EXPERIMENTAUX

### 2.1. PRESENTATION DE L'INSTALLATION

Dans le cadre du programme ORASOL et plus précisément du projet RAFSOL, le Laboratoire de Physique du Bâtiment et des Systèmes s'est proposé d'implanter sur le site de l'IUT de Saint Pierre une plateforme expérimentale de rafraîchissement solaire. L'objectif est de rafraîchir quatre salles de

cours grâce à ce système. L'installation est prévue pour fonctionner sans appoint de chaleur et l'objectif est d'assurer des conditions de confort satisfaisantes dans les locaux sans se fixer forcément une température de consigne stricte. Les différents composants de l'installation sont visibles sur la figure 1 :



1. une machine à absorption d'une puissance de 30 kW frigorifique,
2. un champ de capteurs plan à double vitrage d'une surface de 90m<sup>2</sup>,
3. une tour de refroidissement de 80kW,
4. des ballons de stockage chaud (1500 L) et froid (1000 L),
5. les 13 ventilo-convecteurs sont répartis dans les 4 salles d'enseignement.

## 2.2. LES PREMIERS RESULTATS EXPERIMENTAUX

Nous avons choisi de présenter une journée type, le 02 Juin 2008. L'évolution des températures et des puissances sont visibles sur les figures 2 et 3.

A partir de 8h, la température de l'eau à la sortie des capteurs solaires augmente progressivement pour dépasser la température du ballon d'eau chaude vers 9h. C'est à ce moment précis que la vanne trois voies du circuit entre les capteurs solaires et le ballon chaud s'ouvre pour réchauffer l'eau du ballon. A 10h, les étudiants entrent dans la salle TD1, la température de l'air augmente légèrement pour atteindre son maximum, 24°C vers 11h30.

Vers 11h, la température dans le ballon d'eau chaude atteint 80°C, c'est à ce moment là que la machine à absorption démarre.

Au démarrage, les puissances appelées par le générateur et la tour de refroidissement sont très importantes, comme on peut le voir sur la figure 3. Ces puissances chutent rapidement la première heure puis plus légèrement durant tout le temps de fonctionnement. On remarque que la machine commence à produire du froid 10 minutes environ après le démarrage et cette puissance frigorifique augmente lentement les 10 minutes suivantes. Il faut attendre environ 30 minutes de fonctionnement pour que la puissance frigorifique se stabilise à 23 kW. Parallèlement le COP thermique suit de près cette évolution notamment au démarrage.

On remarque que le COP électrique reste à peu près constant (3,8) tout au long du fonctionnement de la machine.

Après moins d'1h de fonctionnement, le froid produit est distribué dans la salle TD1. Entre 12h et 13h, les étudiants ont quitté la salle, la température de l'air diminue donc rapidement comme on peut l'observer sur la figure 2. A partir de 13h, les étudiants reviennent, la température de l'air dans la salle

se stabilise environ à 22°C pour une température extérieure de 28°C. L'objectif en termes de confort thermique est atteint.

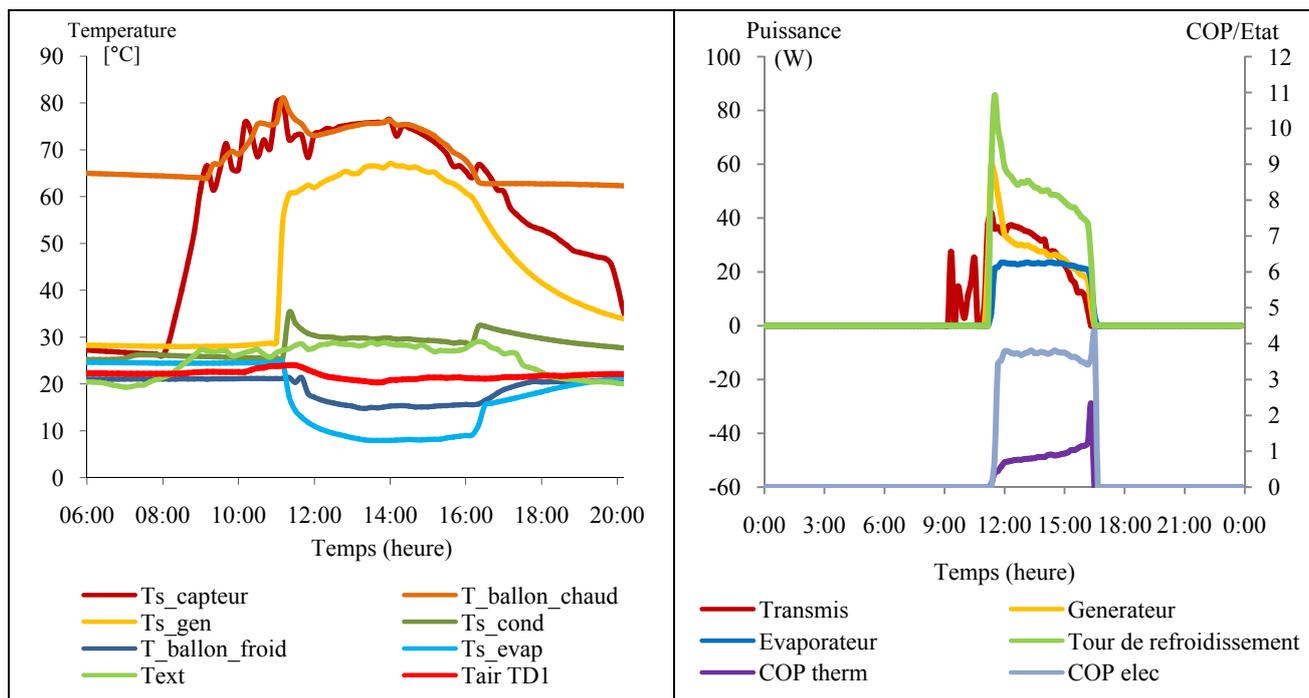


Figure 2 et 3: Evolution des températures et des puissances des principaux composants de l'installation

Vers 16h15, la température dans le ballon d'eau chaude atteint 65°C ce qui provoque l'arrêt de la pompe qui alimente le générateur de la machine. Le générateur n'est donc plus alimenté mais la machine grâce à son inertie produit toujours du froid. Ceci explique le pic du COP thermique et du COP électrique à la fin du fonctionnement journalier de la machine. Dix minutes après l'arrêt de la pompe du générateur c'est la machine complète qui s'arrête. Enfin, 1h après l'arrêt de la machine, la distribution du froid dans la salle s'arrête car la température dans le ballon d'eau froide atteint 20°C.

### 3. SIMULATION D'UNE INSTALLATION DE RAFRAICHISSEMENT SOLAIRE

Nous allons maintenant présenter le modèle de notre installation dont le schéma de principe est représenté sur la figure 1. L'objectif est de simuler le comportement complet de notre installation afin de mieux appréhender le confort dans le bâtiment heure par heure, compte tenu des sollicitations extérieures telles que l'ensoleillement et la fréquentation du bâtiment. Chaque composant est donc modélisé sous l'environnement SPARK et intégré au modèle général.

#### 3.1. LE CHAMP DE CAPTEURS SOLAIRES

Le champ de capteurs solaires thermiques est composé de 36 capteurs à double vitrage (SchucoSol-U5 DG) spécialement conçus pour les installations de rafraîchissement solaire. Les capteurs sont répartis sur trois boucles de dix capteurs en séries plus une boucle de six capteurs. Les quatre boucles sont montées en parallèle. Avant de modéliser le champ de capteurs complet, nous allons réaliser « une macro classe » qui représentera un capteur solaire. Il suffira ensuite de dupliquer et de coupler cette macro classe pour respecter la distribution.

La modélisation de notre capteur solaire est basée sur la méthode du rendement. L'équation du rendement [1] est donnée par le constructeur et dépend des températures d'entrée et de sortie du capteur, et des conditions climatiques (la température extérieure  $T_{ext}$  et l'ensoleillement  $E$ ) :

$$\eta_{capteur} = 0,798 - 2,275 * \frac{(T_{moy} - T_{ext})}{E} - 0,022 * \frac{(T_{moy} - T_{ext})^2}{E} \quad [1]$$

$$\text{avec, } T_{moy} = \frac{(T_{e\_capteur} + T_{s\_capteur})}{2} \quad [2]$$

Pour modéliser le capteur nous appliquons le premier principe de la thermodynamique :

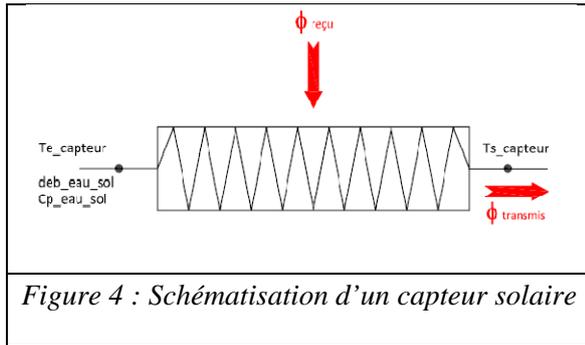


Figure 4 : Schématisation d'un capteur solaire

$$dU = \sum_i \Phi_i = \Phi_{reçu} - \Phi_{transmis} \quad [3]$$

Avec,

$$\Phi_{reçu} = \eta_{capteur} * S_{capteur} * E \quad [4]$$

$$\Phi_{transmis} = \dot{m} * C_p * (T_e - T_s) \quad [5]$$

$$M_{eau} * C_{p_{eau}} * \frac{dT_{eau}}{dt} = \eta_{capteur} * S_{capteur} * E - \dot{m} * C_p * (T_e - T_s) \quad [6]$$

### 3.2. LES BALLONS DE STOCKAGE

Pour modéliser les ballons de stockage, nous allons procéder de la même manière en appliquant le premier principe de la thermodynamique. Exemple pour le ballon d'eau chaude :

$$M_{eau_{ballon}} * C_{p_{eau_{ballon}}} * \frac{dT_{eau_{ballon}}}{dt} = \Phi_{transmis} - \Phi_{perdu} - \Phi_{générateur} \quad [7]$$

Les hypothèses sont les suivantes :

- La pompe du circuit générateur se déclenche lorsque  $T_{eau_{ballon}} > 80^\circ C$ ,
- Les débits sur le circuit solaire et générateur sont constants lorsque les pompes fonctionnent,
- On considère que les tuyauteries sont parfaitement calorifugées (pas de pertes thermiques).

### 3.3. LA MACHINE A ABSORPTION

Pour modéliser la machine à absorption nous avons utilisé les courbes de fonctionnement données par le constructeur. Grâce à ces courbes et en fonction de la température d'eau à l'entrée du générateur, nous allons pouvoir déterminer la puissance frigorifique de la machine, la puissance au générateur et la puissance de refroidissement.

### 3.4. LA TOUR DE REFROIDISSEMENT

Pour modéliser la tour de refroidissement, nous avons considéré un échangeur de chaleur à contre courant. Le fluide primaire (1) qui circule à l'intérieur de l'échangeur est l'eau à refroidir, tandis que l'air, le fluide secondaire (2), souffle autour de celui-ci. Nous avons choisi d'utiliser la méthode de l'efficacité dont la formule est la suivante :

$$\Phi_{échangé} = (\dot{m} * C_p)_{min} * \eta * \Delta T_{max} = \dot{m}_2 * C_2 * (T_{2s} - T_{2e}) = -\dot{m}_1 * C_1 * (T_{1s} - T_{1e}) \quad [8]$$

avec,  $\Delta T_{\max} = T_{1e} - T_{2e}$ ,

$$(\dot{m} * Cp)_{\min} = \min(\dot{m}_1 * C_1, \dot{m}_2 * C_2),$$

$$\eta = \frac{1 - e^{-N*(1-C)}}{1 - C * e^{-N*(1-C)}} \quad \text{et avec :} \quad N = \frac{U * S}{(\dot{m} * Cp)_{\min}} \quad C = \frac{(\dot{m} * Cp)_{\min}}{(\dot{m} * Cp)_{\max}}$$

### 3.5. LE BATIMENT

Nous présentons ici une modélisation simplifiée de nos salles de TD. Pour cela nous allons considérer un bâtiment mono-zone dont voici ses principales caractéristiques :

Longueur = 13m	Vitrage : Simple vitrage (S = 25m <sup>2</sup> )	Occupants : 105 personnes
Largeur = 13m	Mur : béton armé (épaisseur = 16cm)	Eclairage : 22 néons de 58W
Hauteur = 3m	Infiltration d'air = 1 vol/h	Occupation : de 8h00 à 18h00

Appliquons maintenant le premier principe :

$$dU = \sum_i \Phi_i = \Phi_{\text{apports extérieurs}} + \Phi_{\text{charges internes}} - \Phi_{\text{rafraîchissement}} \quad [9]$$

$$M_{\text{airbât}} * C_{p\text{airbât}} * \frac{dT_{\text{airbât}}}{dt} = \Phi_{\text{apports ext}} + \Phi_{\text{charges int}} - \Phi_{\text{raf}} \quad [10]$$

Nous avons maintenant toutes les équations nécessaires pour suivre l'évolution des températures et des puissances tout au long de la journée.

## 4. RESULTATS DE LA SIMULATION

Pour fonctionner, le modèle a besoin des données climatiques (ensoleillement et température extérieure). Nous avons choisi celles du 02 Juin 2008 à Saint Pierre. Ces données proviennent des mesures réalisées sur notre plateforme expérimentale par une station météo. Nous devons ensuite préciser les heures d'occupation pour jour-ci : 10h00 à 12h00 puis de 13h00 à 17h00. Nous avons ensuite initialisé les températures à l'intérieur des 2 ballons tampon soit respectivement 66°C pour le ballon chaud et 20°C pour le ballon froid comme sur notre installation cette journée-ci.

Les évolutions des températures et des puissances sont présentées sur les figures 5 et 6. On remarque qu'à partir de 8h, les capteurs produisent de l'eau chaude et que le ballon tampon chaud se réchauffe progressivement. Les élèves arrivent à 10h (occupation = 1) puis partent à 12h. Ils reviennent de 13h à 17h. La température de l'air dans le bâtiment augmente dès l'arrivée des élèves pour atteindre son maximum (30°C) 30 minutes plus tard.

On voit que la machine à absorption démarre à 11h, et que les puissances diminuent lentement tout au long de son fonctionnement (5 heures).

On peut noter que la température à la sortie des capteurs ne dépasse pas 90°C et que la température du ballon chaud passe par son maximum à 11h pour redescendre progressivement à 65°C à 16h15, heure à laquelle la machine à absorption s'arrête. Le ballon froid quant à lui atteint sa valeur minimale (environ 8°C) aux alentours de 13h et la température minimale à la sortie de l'évaporateur est de 6°C.

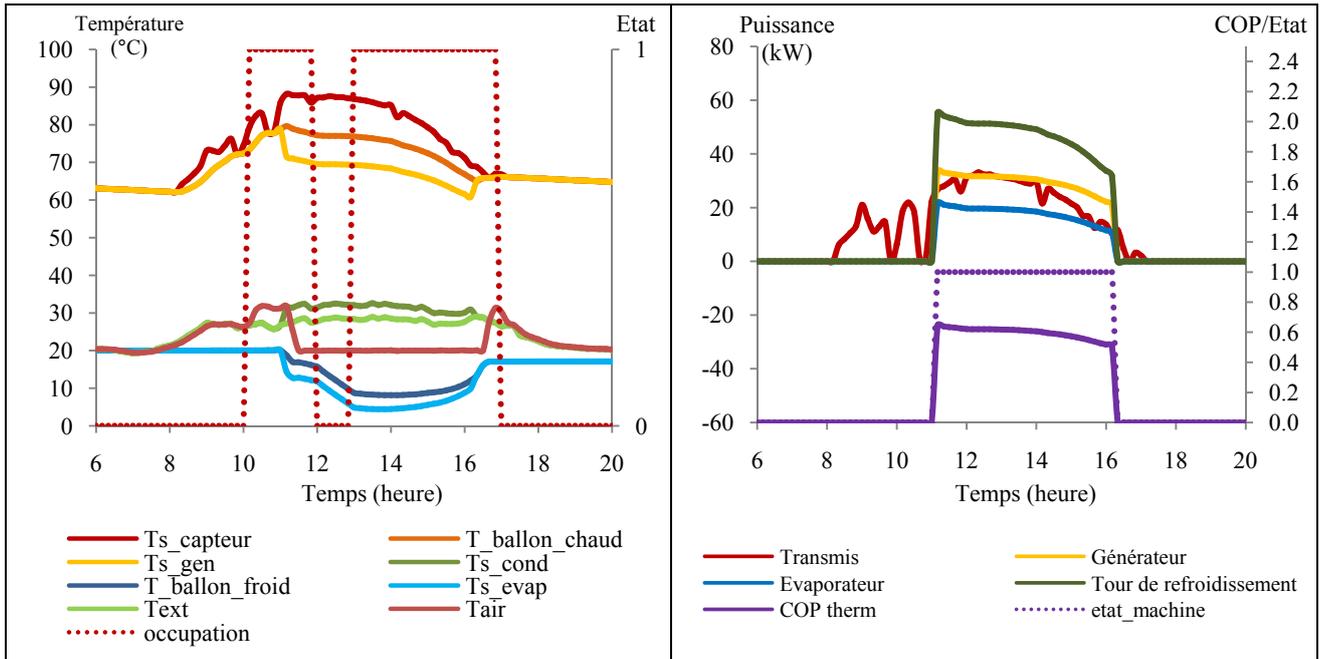


Figure 5 et 6: Evolution des températures et des puissances des principaux composants

### 5. COMPARAISON ENTRE SIMULATIONS ET EXPERIMENTATIONS

Nous allons maintenant comparer les valeurs déterminées par notre simulation aux valeurs relevées par notre plateforme expérimentale. Nous proposons dans un premier temps, une comparaison des courbes d'évolution temporelles de puissance et de température obtenue par simulation, et par mesure. Nous présentons ensuite une analyse des erreurs moyennes<sup>1</sup> par composant.

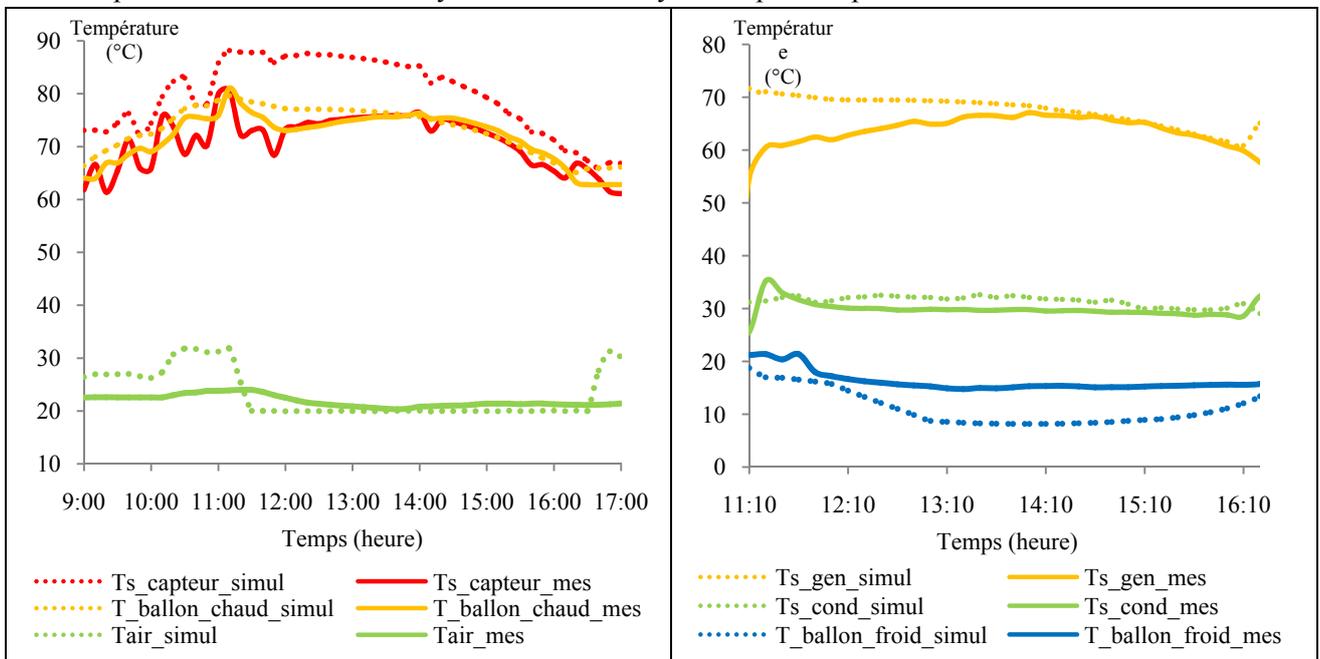
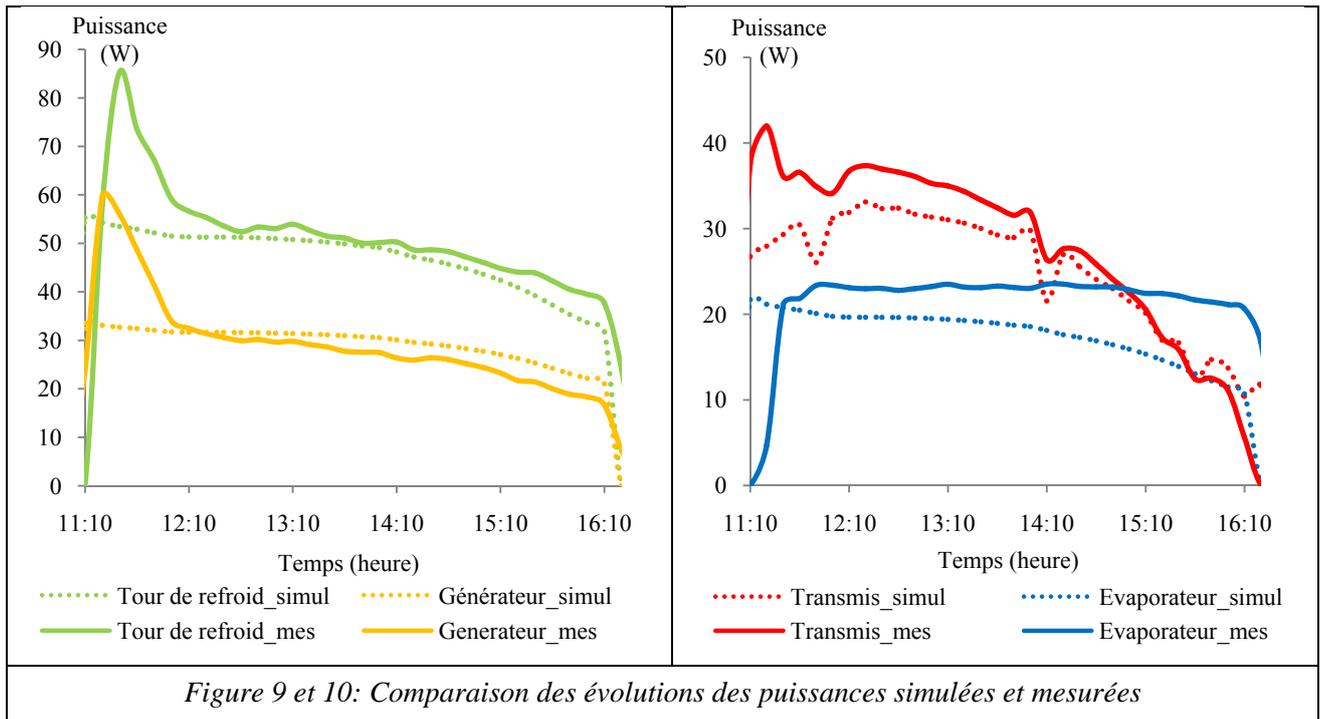


Figure 7 et 8: Comparaison des évolutions des températures simulées et mesurées

<sup>1</sup> L'erreur moyenne est en fait l'écart relatif absolu moyen :  $\varepsilon = \left(\frac{1}{m}\right) \sum_i^m (|Val_{simul} - Val_{mes}| * 100 / Val_{simul})$



### 5.1. ANALYSE DE LA TEMPERATURE DE SORTIE DES CAPTEURS SOLAIRES ET DU BALLON CHAUD

Les comparaisons des évolutions des températures simulées et mesurées à la sortie des capteurs et au niveau du ballon d'eau chaude sont présentées en figure 7. Nous avons choisi de comparer les valeurs de 9h à 17h c'est-à-dire lorsque la température de sortie des capteurs dépasse celle du ballon d'eau chaude. Dans ce cas, l'erreur moyenne est de 10,6% pour la température à la sortie des capteurs et 2,8% pour celle du ballon d'eau chaude. Notre modèle de capteur, basé sur les courbes de rendement surestime légèrement les performances des capteurs solaires, tandis que l'évolution de la température du ballon d'eau chaude déterminée par notre simulation, semble assez proche de celle de notre plateforme expérimentale.

### 5.2. ANALYSE DES TEMPERATURES DE SORTIES GENERATEUR ET CONDENSEUR, ET DU BALLON FROID

Les comparaisons des évolutions des températures simulées et mesurées à la sortie du générateur et du condenseur ainsi que celles du ballon d'eau froide sont visibles sur la figure 8. Nous avons choisi de comparer les valeurs pendant la période de fonctionnement de la machine à absorption c'est-à-dire de 11h10 à 16h20. Pour la température de sortie du générateur l'erreur moyenne est 5% alors que pour le condenseur l'erreur moyenne est de 6%. Ces erreurs sont assez élevées mais dans l'ensemble le modèle suit assez bien l'évolution réelle de ces températures. En revanche, l'erreur moyenne sur la température du ballon d'eau froide est 40%. Cette valeur est très élevée, ceci vient du fait que notre modèle de machine à absorption est très simplifié.

### 5.3. ANALYSE DES PUISSANCES DU GENERATEUR, DE L'EVAPORATEUR ET DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT

En regardant les évolutions de puissances, visibles sur les figures 9 et 10, et en calculant les erreurs moyennes du générateur (16,6%), de l'évaporateur (30,2%) et de la tour de refroidissement (10,6%) on arrive à la même conclusion que précédemment. Il est donc impératif d'établir un modèle plus précis de machine à absorption en particulier pour les phases de démarrage (pics de puissances sur les valeurs réelles du générateur et de la tour de refroidissement) et d'arrêt (production frigorifique réelle qui perdure 10 minutes après l'arrêt de la machine).

#### 5.4. ANALYSE DE LA TEMPERATURE DANS LE BATIMENT

L'erreur moyenne sur la température de l'air dans la salle d'enseignement est de 11,8%. Cette valeur est assez élevée, du fait que notre modélisation du bâtiment est assez simple, mais c'est une valeur tout à fait acceptable dans le cas d'une pré-étude de dimensionnement réalisé par un bureau d'étude.

### 6. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Bien qu'utilisant des modèles simplifiés, cette première étude propose des résultats cohérents et permet d'évaluer les conditions de confort dans le bâtiment avec une précision de 12%, pouvant préfigurer un outil utilisable par des bureaux d'études techniques pour des phases d'étude de faisabilité et de pré-dimensionnement. Aux vues des erreurs sur certains composants, il apparaît que nous pouvons améliorer la précision générale de la modélisation en intégrant des modèles plus précis pour le champ de capteurs solaires, la machine à absorption et le bâtiment. Les modèles de machine à absorption et de capteurs solaires thermiques à double vitrage sont en cours de réalisation. De plus des modèles de ballons stratifiés (chaud et froid) ont été réalisés et vont être intégrés au modèle général. Pour ce qui est du bâtiment, nous avons choisi un modèle très simplifié dans un premier temps car le couplage entre le logiciel Energyplus (modélisation du bâtiment) et notre outil de simulation Spark est en cours de réalisation. Si ce couplage ne pouvait pas se faire, un modèle plus proche de la réalité doit être envisagé sous Spark, notamment pour prendre en compte l'inertie et l'exposition du bâtiment mais aussi la ventilation.

### 7. NOMENCLATURE

$\dot{m}, deb$	Débit massique [ $kg \cdot s^{-1}$ ]	e	Entrée
$C_p$	Capacité calorifique [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]	s	Sortie
$T$	Température [ $^{\circ}C$ ]	capteur	Capteur
M	Masse [kg]	gen	Générateur
$\Phi$	Flux de chaleur [W]	cond	Condenseur
S	Surface [ $m^2$ ]	evap	Evaporateur
U	Energie interne [J]	ext	Extérieur
$\eta$	Rendement [-]	ballon_chaud	Ballon d'eau chaude
$\varepsilon$	Erreur moyenne [%]	ballon_froid	Ballon d'eau froide
<b>Indices</b>		air TD1	Air dans la salle TD1
$eau_{sol}$	Eau dans circuit capteurs	simul	Simulation
$eau_{ballon}$	Eau dans le ballon	mes	Mesurée
$air_{bât}$	Air dans le bâtiment		

### 8. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Lucas F., (2006). Présentation du projet ORASOL : Optimisation de procédés de rafraîchissement solaire.
- Castaing-Lasvignottes J. (2001). Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide.
- Tittlein P., (2008). Thèse : De l'intérêt d'utiliser un environnement de simulation performant, SimSpark, dans l'étude du comportement des bâtiments à basse consommation d'énergie, Université de Savoie, Polytech' Savoie, Le Bourget-du-Lac.
- Schüco, (2007). Documentation constructeur relative au capteur solaire SchücoSol U5 DG.
- Schüco, (2007). Documentation constructeur relative à la machine à absorption LB 30.