



HAL
open science

ETUDE EXPERIMENTALE D'UNE THERMOFRIGOPOMPE AU PROPANE EN FONCTIONNEMENT HIVERNAL

Redouane Ghouali, Paul Byrne, Frédéric Bazantay

► **To cite this version:**

Redouane Ghouali, Paul Byrne, Frédéric Bazantay. ETUDE EXPERIMENTALE D'UNE THERMOFRIGOPOMPE AU PROPANE EN FONCTIONNEMENT HIVERNAL. First International Refrigeration Energy and Environment Colloquium , Mar 2016, Hammamet, Tunisie. hal-01314183

HAL Id: hal-01314183

<https://hal.science/hal-01314183>

Submitted on 10 May 2016

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.

ETUDE EXPERIMENTALE D'UNE THERMOFRIGOPOMPE AU PROPANE EN FONCTIONNEMENT HIVERNAL

Redouane Ghouali^a, Paul Byrne^a, Frédéric Bazantay^b

^a Equipe MTRhéO – Laboratoire LGCGM – INSA de Rennes et Université de Rennes1

^b Pôle Cristal - Centre Technique Froid et Climatisation, Dinan

redouane.ghoubali@univ-rennes1.fr

RESUME

Dans le contexte actuel de durcissement de la réglementation thermique visant à améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments, il est nécessaire de repenser les installations de chauffage, de rafraîchissement et d'eau chaude sanitaire. Un système thermodynamique multifonction, appelé thermofrigopompe (TFP), produisant simultanément de l'énergie frigorifique et calorifique, semble alors une solution intéressante.

Cet article présente un prototype préindustriel de thermofrigopompe utilisant le propane comme fluide frigorigène. Le propane (R290) est intéressant d'abord pour son faible impact environnemental (ODP nul et $GWP_{100ans} = 3$) et pour ses performances énergétiques. Le prototype de TFP développé fonctionne suivant trois modes principaux (plus deux modes avec production d'eau chaude sanitaire et un mode dégivrage). Le mode chauffage produit de l'eau chaude à partir de l'énergie disponible dans l'air extérieur. Le mode rafraîchissement produit de l'eau froide et rejette la chaleur à l'air extérieur. Le mode simultané produit de l'eau chaude grâce à la chaleur prélevée à l'eau froide. Un quatrième mode est activé pour effectuer le dégivrage de la batterie à air. Il correspond au mode rafraîchissement sans ventilation. La stratégie de fonctionnement en hiver alterne des modes chauffage, simultané et dégivrage et utilise le ballon d'eau froide comme stockage de chaleur temporaire. Des essais en chambre climatique ont permis de valider le fonctionnement du prototype et de caractériser ses performances. L'intérêt du basculement en mode simultané lors du fonctionnement en mode chauffage a été démontré. Les résultats montrent qu'en incluant un passage en mode simultané entre chaque dégivrage, un gain en performance est réalisé, d'environ 5 % par rapport à un fonctionnement sans passage par le mode simultané et d'environ 30% grâce au stockage de chaleur sur le ballon d'eau froide en hiver par rapport à un dégivrage classique par inversion de cycle.

Mots Clés : thermofrigopompe, R290, GWP, dégivrage.

1. INTRODUCTION

Le remplacement des réglementations thermiques ainsi que l'amélioration de l'enveloppe extérieure des bâtiments ont sensiblement contribué à la diminution des besoins en chauffage des bâtiments. Néanmoins, les surfaces vitrées ainsi que l'augmentation des équipements électriques et une occupation dense induisent un accroissement sensible des besoins en climatisation. De plus, les dernières études sur les bâtiments basse consommation en France (BBC) indiquent que la production d'eau chaude sanitaire (ECS) est amenée à devenir le premier poste de consommation d'énergie. Les recommandations de l'agence internationale de l'énergie dans la « feuille de route technologique » à l'horizon 2050 [1], préconisent le développement de systèmes capables de produire de l'eau chaude sanitaire, chauffer et climatiser simultanément. Ainsi, le poids des besoins simultanés en chauffage, rafraîchissement et eau chaude sanitaire est un facteur décisif dans le choix d'une solution technique. Une thermofrigopompe (TFP), machine frigorifique produisant simultanément de l'énergie frigorifique et calorifique, semble une solution intéressante.

Lecrivain et al [2] présentent les performances d'une thermofrigopompe qui produit de l'eau chaude à 95°C et de l'eau glacée. La machine est composée de deux circuits frigorifiques en cascade. L'étage de production d'eau chaude est au R114 et celui de production d'eau froide fonctionne au R22. Cette solution a permis d'économiser 36 TEP (énergie primaire) par rapport à une solution groupe frigorifique et chaudière au gaz naturel. Ghosh et al [3] ont quantifié les avantages économiques de l'introduction de systèmes de production simultanée de chaud et de froid dans l'industrie. Ils ont constaté que pour des coûts d'électricité en Inde, une pompe à chaleur avec production simultanée à un temps de retour sur investissement inférieur à 18 mois. Une

installation de traitement d'air et de production d'eau chaude sanitaire est proposée par Gong et al [4]. Un prototype de 7 kW en puissance froid a été réalisé. Les deux échangeurs à eau (de production d'ECS) et à air (d'équilibrage) sont disposés en série. Le prototype a été testé dans différents climats et le coefficient de performance atteint est de 6. Une étude expérimentale et numérique d'une thermofrigopompe au CO2 est présentée dans la publication de Sarkar et al. [5]. Les auteurs ont utilisés un compresseur Dorin adapté au dioxyde de carbone d'une puissance de 2,5 kW à 2900 tr/mn. L'évaporateur et le refroidisseur de gaz sont des échangeurs à contre-courant coaxiaux. Fatouh et Elgendy [6] ont développé le prototype d'une PAC eau/eau au R134a. Cette dernière peut fonctionner en mode chauffage, rafraîchissement ou en mode simultané. Le coefficient de performance en mode simultané est défini comme le rapport de la somme des puissances utiles sur la puissance électrique absorbée.

D'après cette revue bibliographique, les thermofrigopompes sont des solutions intéressantes pour chauffer, rafraîchir et même produire de l'eau chaude sanitaire. De précédentes études menées au laboratoire nous ont conduits à la conclusion que la régulation est un élément clé et permet d'assurer une combinaison optimale des modes de fonctionnement [7] [8]. Le système de régulation doit être paramétré pour s'adapter aux besoins des utilisateurs et à la nature du bâtiment.

Cet article présente tout d'abord la conception d'une thermofrigopompe au propane appliquée à un bâtiment. Dans un second temps, les résultats de tests de performances effectués sur un prototype conçu dans le laboratoire du Pôle Cristal sont présentés. Enfin, des essais de caractérisation en régime transitoire sont détaillés afin d'analyser le fonctionnement de la TFP lors des phases de basculement.

2. ARCHITECTURE DE LA THERMOFRIGOPOMPE

La thermofrigopompe (TFP), développée dans ce projet, est un système monobloc de production simultanée ou alternée d'eau chaude et d'eau froide qui peut être destiné au chauffage, au rafraîchissement et à la production d'ECS pour des bâtiments du secteur résidentiel et du petit tertiaire. La TFP présente plusieurs spécificités techniques dans la conception du circuit frigorifique, dans la gestion des modes et des séquences de fonctionnement. L'ajustement des productions de chaleur et de froid aux charges du bâtiment s'effectue grâce à l'utilisation d'un échangeur d'équilibrage sur l'air extérieur fonctionnant soit en condenseur, soit en évaporateur. L'air extérieur a été choisi car c'est une source de chaleur inépuisable et accessible facilement. Un échangeur à plaques (échangeur ECS) est placé en série en amont de l'échangeur de chauffage et permet de produire de l'eau chaude à plus haute température. Les circuits hydrauliques de chauffage et d'ECS sont indépendants et le choix d'un de ces deux modes de production est réalisé par une logique de marche/arrêt des pompes de circulation. La thermofrigopompe (figure 1) est un système de production indirecte constitué de deux ensembles :

- La partie frigorifique englobe les différents échangeurs et le compresseur (non représenté) et permet la production de l'énergie thermique (calorifique ou frigorifique).
- La partie hydraulique constituée de circulateurs, d'électrovannes et de 3 ballons reliés aux différents réseaux de distribution (eau froide, eau chaude et eau chaude sanitaire).

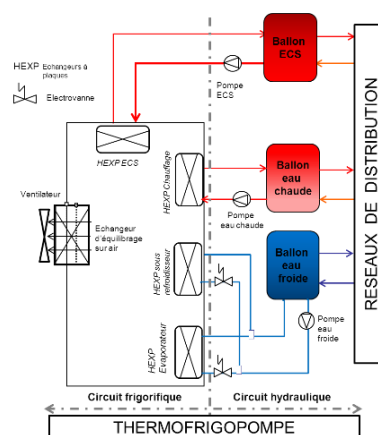
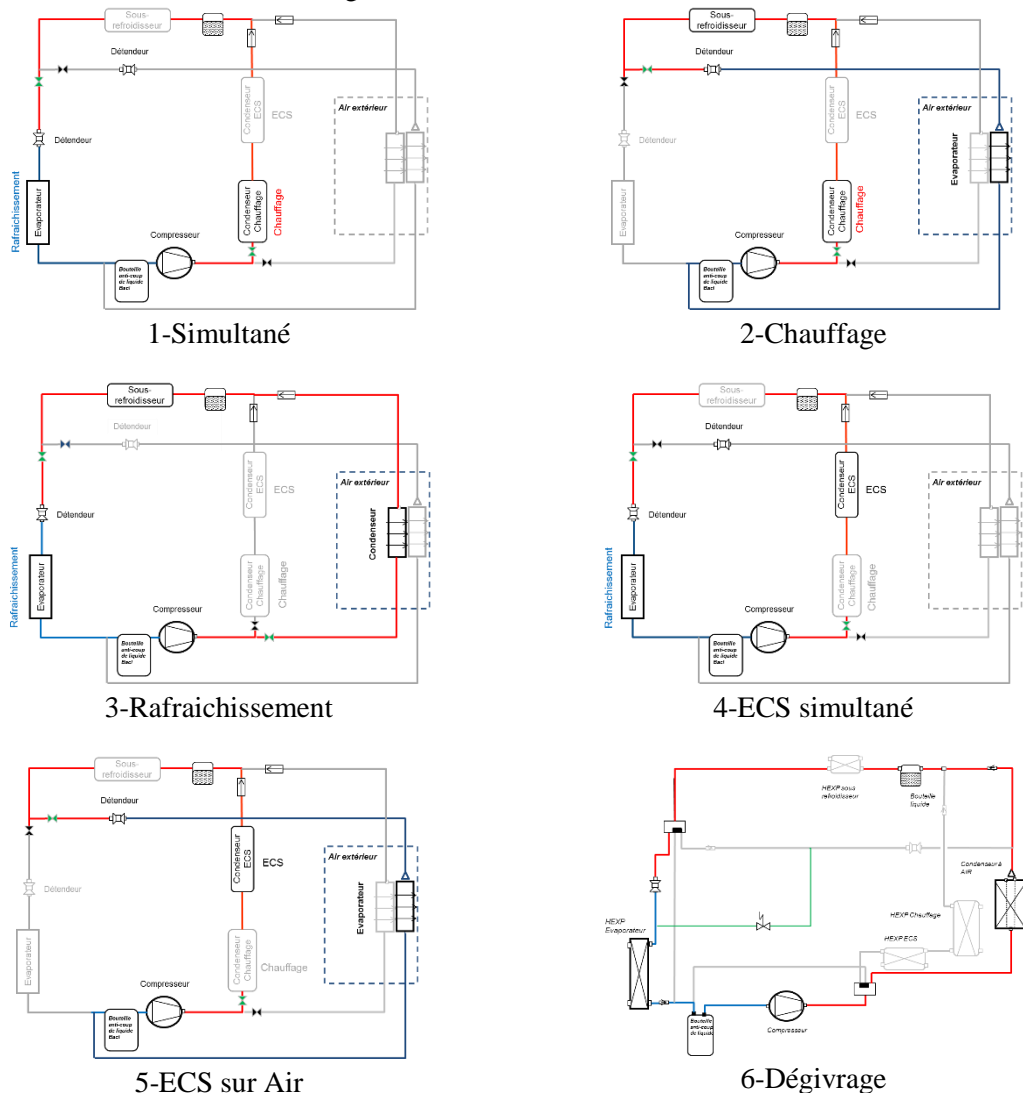


Figure 1 : Schéma de principe de la TFP

On distingue 6 modes de fonctionnement et un automate programmable contrôle l'enclenchement des différents modes selon l'évolution des besoins du bâtiment. Sur la figure 2, les vannes ouvertes sont en vert, la partie basse pression du circuit est en bleu et la partie haute pression en rouge :

1. **Mode simultané (Besoins en chauffage et en froid)** : Production d'eau chaude à l'échangeur à plaques chauffage et production d'eau froide au niveau de l'évaporateur à plaques.
2. **Mode chauffage (Besoin en chauffage seul)** : L'eau chaude est produite au niveau de l'échangeur à plaques chauffage et la récupération de chaleur au niveau de l'échangeur d'équilibrage sur air.
3. **Mode rafraîchissement (Besoin en froid seul)** : L'eau froide est produite au niveau de l'évaporateur à plaques et l'évacuation de la chaleur de condensation au niveau de l'échangeur d'équilibrage sur air.
4. **Mode production d'eau chaude sanitaire simultanée (Besoins en ECS et froid)** : La production d'ECS est réalisée au niveau de l'échangeur à plaques ECS et la production d'eau froide à l'évaporateur à plaques.
5. **Mode production d'eau chaude sanitaire sur air (Besoin ECS seul)** : L'eau chaude sanitaire est produite au niveau de l'échangeur à plaques et la récupération de chaleur est effectuée au niveau de l'échangeur d'équilibrage sur air.
6. **Mode dégivrage (Besoin dégivrage échangeur d'équilibrage sur air)** : Ce mode correspond à un fonctionnement en mode rafraîchissement sans ventilation afin de faire fondre le givre accumulé lors du fonctionnement en mode chauffage.



En période de chauffage, cette TFP offre la possibilité de stocker une certaine quantité d'énergie à basse température sur la boucle d'eau froide (figure 3) à l'aide du sous-refroidisseur.

Figure 3 (a), l'électrovanne en entrée de l'évaporateur (Electrovanne Evap) est fermée et aucun débit ne circule dans l'échangeur. L'électrovanne à l'entrée du sous-refroidisseur (Electrovanne SR) est alimentée et permet la circulation d'un débit d'eau afin de récupérer l'énergie de sous-refroidissement. Figure 3 (b), cette énergie stockée est utilisée en temps différé par l'évaporateur à eau, en inversant l'ordre d'ouverture et de fermeture des deux électrovannes, afin d'améliorer les performances par un relèvement de la température d'évaporation et éventuellement de dégivrer l'évaporateur à air sans puisage de chaleur dans le milieu à chauffer.

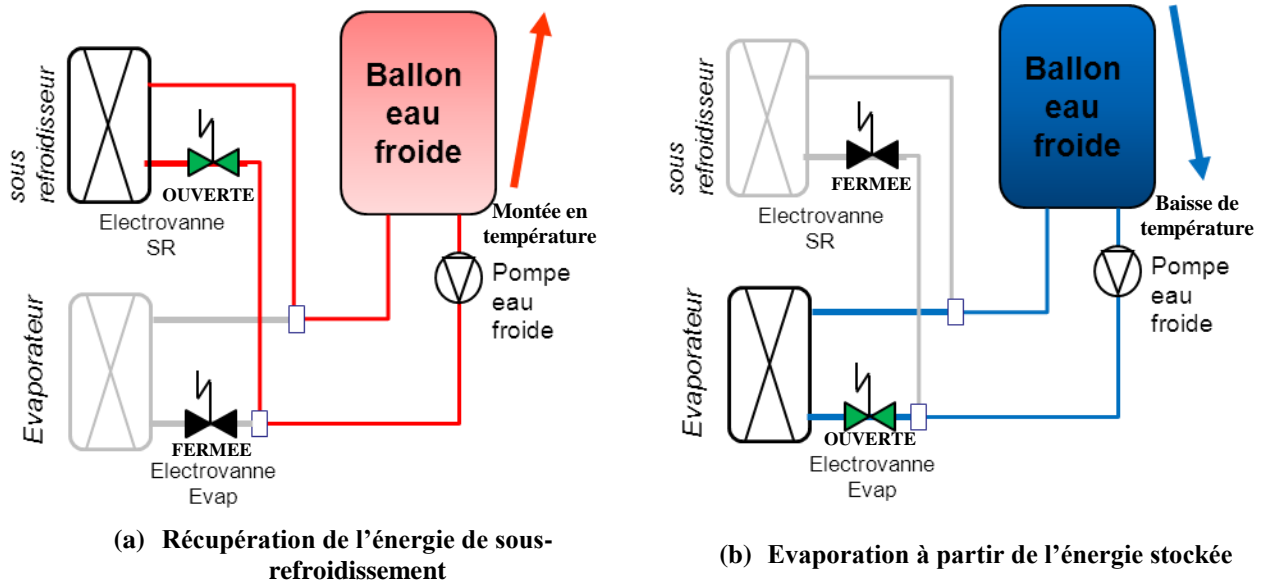


Figure 3 : Dispositif de stockage

3. RESULTAT DES ESSAIS DE PERFORMANCES

Le propane (R290) a été choisi comme fluide frigorigène de ce prototype de thermofrigopompe. Ce fluide présente des avantages intéressants d'abord pour son faible impact environnemental (ODP nul et $GWP_{100ans} = 3$), la disponibilité avérée du fluide frigorigène, pas de contrainte sur la publication d'articles scientifiques car l'utilisation de ce fluide n'est pas limitée par des brevets, des composants adaptés et disponibles sur le marché. Les températures et les débits sont mesurés sur les boucles d'eau pour calculer la puissance calorifique au condenseur en mode chauffage et la puissance frigorifique à l'évaporateur en (kW) :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{eau} \times Cp \times \Delta T \quad (1)$$

- Cp : chaleur spécifique de l'eau (kJ/kg K),
- ΔT : différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (K),
- \dot{m}_{eau} : débit massique de l'eau (kg/s).

A partir des puissances calculées, on déduit le coefficient de performance (COP) en mode pompe à chaleur et l'efficacité énergétique de refroidissement (EER) en mode rafraîchissement.

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{P_{elec}} \quad (2)$$

$$EER = \frac{\dot{Q}_f}{P_{elec}} \quad (3)$$

\dot{Q}_c et \dot{Q}_f : puissances calorifique et frigorifique (kW),

P_{elec} : puissance électrique absorbée par la machine (kW).

On définit un coefficient de performance en mode simultané. Pour cela, on considère que la puissance totale de la TFP est la somme des puissances thermiques fournies aux deux échangeurs à eau :

$$COP_{TFP} = \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_f}{P_{elec}} \quad (4)$$

La puissance consommée par les auxiliaires est prise en compte dans le calcul des performances (équation 5) :

$$P_{elec} = P_{compresseur} + P_{auxiliaires} \quad (5)$$

La puissance électrique consommée par les auxiliaires est définie comme la somme des puissances électriques absorbées par les pompes de circulations et le ventilateur (équation 6) :

$$P_{auxiliaires} = P_{pompes\ de\ circulation} + P_{ventilateur} \quad (6)$$

Les essais lors de cette étude ont été menés selon les indications de la norme EN 14511 intitulée : « Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération » [9]. Les auxiliaires sont considérés comme partie intégrante de la machine et les puissances électriques consommées par ceux-ci sont prises en compte dans le calcul du COP.

Les figures 4, 5 et 6 présentent respectivement les performances de la TFP en modes chauffage, rafraîchissement et simultané. Ces bon résultats ont été obtenus malgré un circuit frigorifique avec des longueurs de tubes assez importantes afin de pouvoir facilement intervenir sur tous les points de l'installation mais créant des pertes de charge additionnelles. De plus, le compresseur choisi est un modèle à pistons semi-hermétique, initialement destiné à des applications de réfrigération, ce qui explique des performances inférieures aux compresseurs scroll généralement utilisés pour l'application visée, en particulier les régimes où la pression d'évaporation est relativement élevée. A titre de comparaison le COP d'une PAC carrier de même puissance à 7 °C d'air et 35 °C eau chaude est de 4,1 et le COP de la TFP est de 3,4.

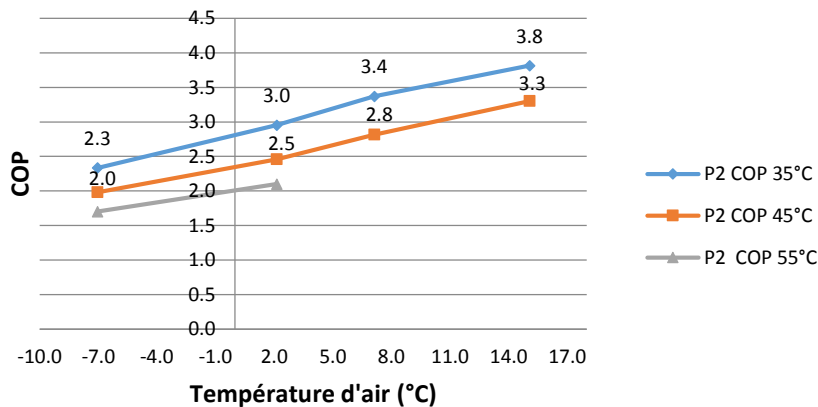


Figure 4 : Coefficient de performance en mode chauffage

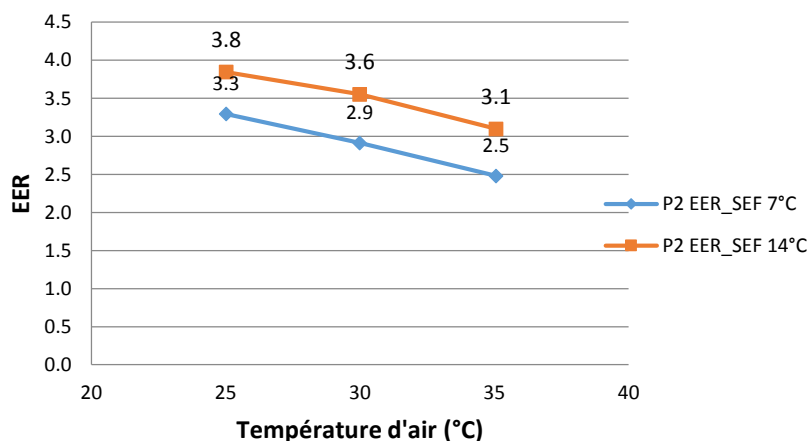


Figure 5 : Efficacité énergétique de refroidissement en mode rafraîchissement

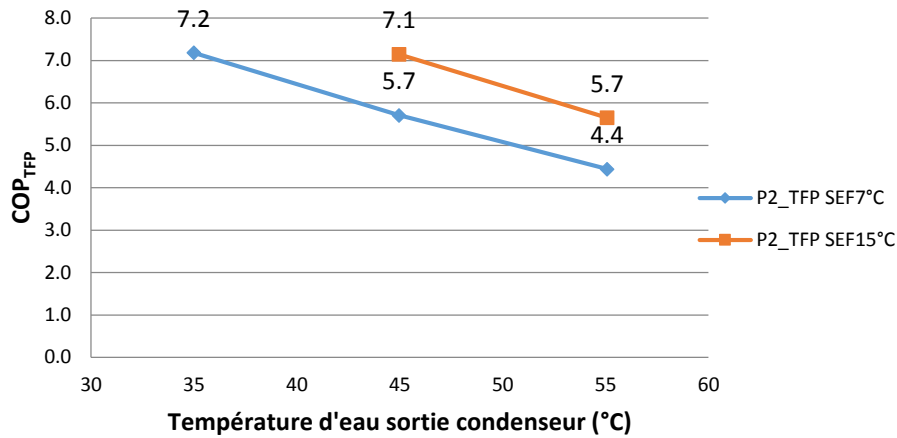


Figure 6 : COP_TFP en mode simultané

4. RESULTAT DES ESSAIS DE BASCULEMENT ET DEGIVRAGE

Plusieurs essais ont été réalisés afin d'identifier l'influence des différents paramètres et d'optimiser les durées de fonctionnement entre les deux modes (chauffage et simultané), avec l'objectif d'améliorer les performances. Les différents paramètres étudiés sont :

- L'ambiance dans la chambre climatique : essais à 7°C et 2°C.
- Le régime de température de basculement dans le ballon d'eau froide (TBEF).
- Le débit d'eau parcourant le circuit d'eau froide.

La température de production d'eau chaude lors des essais de basculement est de 35°C avec un débit de 3,03 m³/h. On appellera « cycle de basculement » un fonctionnement en mode chauffage suivi d'un mode simultané, voir figure 7. Le COP cycle est défini comme la moyenne pondérée par le temps des COP des deux modes de fonctionnement. Lors de ces essais, la durée d'acquisition est de 4 heures avec un pas de 10 secondes.

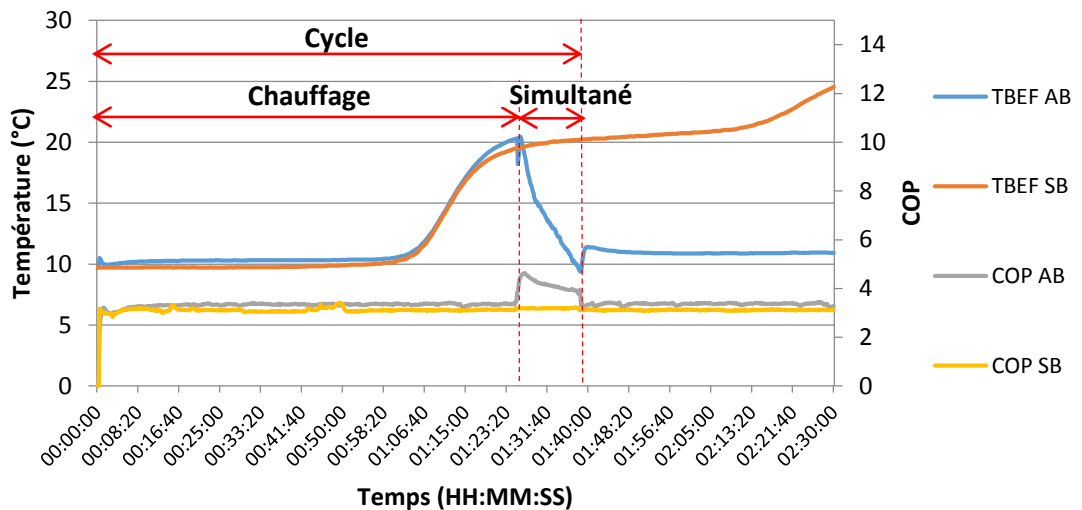


Figure 7 : Essais avec /sans basculement 7°C d'air et 35°C eau chaude

L'amélioration du COP avec un régime de basculement chauffage-simultané à 7°C de température d'air est de l'ordre de 5%. De plus, le passage par un mode simultané est nécessaire afin d'abaisser la température du ballon et d'assurer ainsi un bon sous-refroidissement.

Tableau 1 : COP et durée d'un cycle pour deux régimes de fonctionnement

Régime de basculement	10-20°C	15-25°C
COP	3,5	3,3
Durée du cycle	01h38	02h30

Le dégivrage de l'échangeur d'équilibrage sur air est réalisé lors d'une séquence alternée. L'énergie stockée dans le ballon d'eau froide est utilisée lors d'un fonctionnement en mode rafraîchissement avec condensation à l'échangeur sur air. Des essais d'optimisation du mode dégivrage ont été réalisés, avec l'objectif d'améliorer les performances et d'identifier l'influence des différents paramètres de régulation suivants :

- L'écart entre température de rosée et la température d'air (seuil d'enclenchement du dégivrage).
- Seuil de basculement en mode équilibré.
- Température de surface de la batterie (seuil de fin du dégivrage).

Les essais ont été effectués pour une température d'air de 2°C (1°C de température humide) et une température de sortie condenseur de 35°C. Un cycle inclut un fonctionnement en mode chauffage suivi d'un dégivrage. Tout d'abord, il a été observé à la suite des essais que le coefficient de performance de la machine reste constant tout au long du fonctionnement. C'est le signe d'un dégivrage complet de la batterie.

On constate qu'un différentiel de 11 K entre la température de rosée et la température d'air en entrée de batterie donne de meilleurs résultats. Un différentiel de 9 K ou de 12 K est pénalisant (basculement plus fréquent à 9 K sans réel besoin de dégivrage et perte de performance sensible avant d'arriver à 12 K). Néanmoins, on observe une augmentation sensible sur plusieurs cycles successifs de la température du ballon d'eau froide malgré le passage en mode dégivrage. Un essai avec un seuil de basculement en mode dégivrage de 11 K et basculement en mode simultané lorsque la température dans le ballon d'eau froide atteint 16°C a été réalisé. Cela permet de maintenir la température d'eau dans le ballon d'eau froide entre 10 et 16°C. On observe un fonctionnement qui inclut tous les cycles chauffage-dégivrage, un mode simultané. Cela permet d'abaisser la température de l'eau dans le ballon d'eau froide (entre 10°C et 16°C) et d'améliorer les performances par rapport à un dégivrage sans basculement en mode simultané (figure 8).

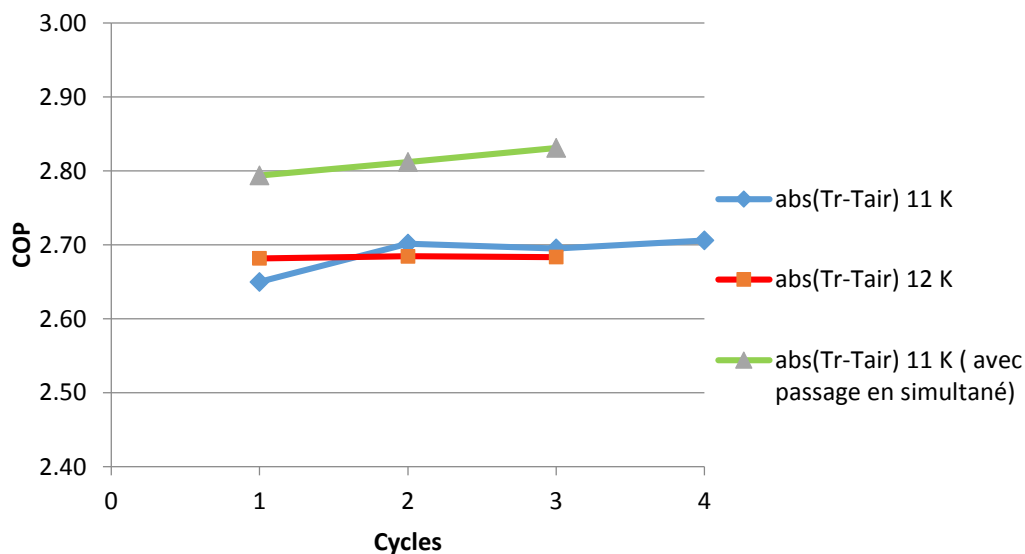


Figure 8: Comparaison COP avec et sans passage en mode simultané (abs : valeur absolue)

Le principe de stockage en mode chauffage permet de ne pas puiser d'énergie dans le ballon d'eau chaude comme c'est le cas dans un dégivrage classique par inversion de cycle. Le tableau 2 présente l'énergie soutirée du réseau de chauffage lors d'un cycle de dégivrage et le gain en COP réalisé grâce au dispositif de stockage en mode chauffage. On constate une réduction de 30% des performances par rapport à un fonctionnement avec stockage de l'énergie de sous refroidissement.

De plus, des simulations annuelles d'une TFP couplée à des bureaux à Rennes avec et sans séquence alternée hivernale entre modes chauffage et simultané ont montré une augmentation de 15% sur le COP annuel [10].

Tableau 2 : Comparaison du COP avec et sans stockage (régime 2°C air/35°C eau chaude)

	TFP avec inversion de cycle sur ballon d'eau froide	TFP avec inversion de cycle sur le réseau de chauffage
Energie mesurée soutirée du réseau de chauffage (kJ) lors d'un cycle de dégivrage	0	21333
Energie de chauffage produite (kJ)	95658	74325
Energie électrique consommée (kJ)	33966	
COP cycle de dégivrage	2,82	2,19

5. CONCLUSION

Les essais ont permis de quantifier les performances de la TFP en modes chauffage, rafraîchissement et simultané. Les résultats obtenus montrent des performances intéressantes avec une amélioration significative du COP. Certains éléments pénalisent encore les performances, notamment en mode chauffage, ce qui explique que les COP à pleine charge sont encore inférieurs aux standards du marché. Des points d'améliorations sont déjà identifiés: compresseur optimisé pour les régimes de fonctionnement rencontrés, réduction de la consommation des auxiliaires et réduction des pertes de charge sur la ligne d'aspiration du compresseur.

L'intérêt du basculement en mode simultané lors du fonctionnement en mode chauffage a été démontré. Les résultats montrent qu'avec un régime de température d'eau et un débit adapté au niveau du stockage tampon, un gain en performance est réalisé. Un gain en performance est réalisé, d'environ 5 % par rapport à un fonctionnement sans passage par le mode simultané et d'environ 30% par rapport à un dégivrage classique par inversion de cycle grâce au stockage de chaleur sur le ballon d'eau froide en hiver

References

1. IEA Agence Internationale de l'Énergie. Perspectives des technologies de l'énergie.2010.
2. E. Lecrivain, G. Laroche, A. Vallot. La production simultanée d'eau glacée et d'eau chaude à 95°C par une thermofrigopompe d'une laiterie. *Revue Internationale du Froid* 5 (1982) 221-225.
3. S. Ghosh, S. Devotta, V.S. Patwardhan. The economics of heat pump systems for simultaneous heating and cooling. *Heat recovery systems* 7 (1987) 159-166.
4. G. Gong, W. Zeng, L. Wang, C. Wu. A new heat recovery technique for air-conditioning/heat-pump system. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 2360-2370.
5. J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ramgopal. Performance of a transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating. *International Journal of Engineering and Applied Sciences* 6 (2010) 57-63.
6. M. Fatouh, E. Elgendy. Experimental investigation of a vapor compression heat pump used for cooling and heating applications, *Energy* 36 (2011) 1-8.
7. R. Ghouali, P. Byrne, J. Miriel, Simulation study of heat pumps for simultaneous heating and cooling coupled to buildings, *Energy and Buildings* 72 (2014) 141-149.
8. P. Byrne, J. Miriel, Y. Lénat. Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid, *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1711-1723.
9. NF EN 14511-3. Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération. Partie 3 : Méthodes d'essai. AFNOR 2004.
10. R. Ghouali. Thèse : Développement d'un prototype préindustriel de thermofrigopompe de petite à moyenne puissance. INSA Rennes 2013.