



COFRET'14-OF3-046

DIMENSIONNEMENT ET EXPÉRIMENTATION D'UNE UNITÉ POMPE À CHALEUR / ORC RÉVERSIBLE

*Dumont Olivier^a, Quoilin Sylvain^a, Lemort Vincent^a

^a Université de Liege, Laboratoire de thermodynamique, chemin des chevreuils 7 (B49), 4031
Angleur, Belgique

* Auteur correspondant: olivier.dumont@ulg.ac.be

Résumé

L'union européenne doit réduire les émissions de gaz à effet de serre de 80% par rapport au niveau des années 90 d'ici 2020. Les ménages représentent 27% de la consommation finale. Dans ce cadre, les bâtiments dont la consommation d'énergie est quasi nulle (NZEB – Nearly Zero Energy Building) sont d'une importance considérable. A partir de 2019, tous les nouveaux bâtiments devront présenter une production d'énergie renouvelable supérieure à la consommation d'énergie primaire. C'est dans ce cadre que le concept de PAC/ORC prend tout son sens. Ce système innovant comprend une pompe à chaleur eau/eau (PAC) reliée à un toit solaire et à un échangeur de chaleur géothermique. Cette pompe à chaleur est également capable d'inverser son cycle et de fonctionner comme un Cycle Organique de Rankine (ORC). En utilisant le toit solaire comme source de chaleur, une grande quantité de chaleur est générée tout au long de l'année. Cette chaleur est utilisée en priorité pour couvrir les besoins de chauffage annuels et le surplus de chaleur généré au cours de l'été est utilisée pour produire de l'électricité dans l'unité PAC / ORC. L'article s'articule en 4 parties. Tout d'abord, l'introduction présente les trois modes de fonctionnement. Ensuite, les modèles des composants et l'évaluation des performances au point nominal de conception sont décrits. Par après, le dimensionnement et le choix des composants sont réalisés sur bases de simulations annuelles avec un pas de temps d'une heure. Enfin, les premiers résultats expérimentaux sont présentés. Un rendement de 5,7% est atteint en mode ORC (avec une température de condensation de 25°C et une température d'évaporation de 88°C) alors qu'un COP de 4,2 est obtenu en mode pompe à chaleur (avec une température de condensation de 61°C et une température d'évaporation de 21°C).

Mots-clés : Energies renouvelables, Pompe à chaleur, Cycle Organique de Rankine, Compresseur, Expanseur, Spiro-orbital.

Introduction

L'union européenne doit réduire les émissions de gaz à effet de serre de 80% par rapport au niveau des années 90 d'ici 2020 [1], et dans cette optique, la commission européenne prévoit d'augmenter la fraction d'énergie consommée des énergies renouvelables de 9% à 20%. Aussi, les émissions de gaz à effet de serre devront être réduites de 20% et l'efficacité énergétique devra augmenter de 20%. Les ménages représentent 27% de la consommation finale [2]. Dans ce cadre, les bâtiments dont la consommation d'énergie est quasi nulle (NZEB – Nearly Zero Energy Building [3]) sont d'une importance considérable. A partir de 2019, tous les nouveaux bâtiments devront présenter une production d'énergie renouvelable supérieure à la consommation d'énergie primaire [4]. D'une part, l'agence internationale de



l'énergie envisage de couvrir plus de 16% des besoins de chaleurs basse température grâce au chauffage solaire [5]. D'autre part, l'utilisation de pompes à chaleur eau-eau permet la production de chaleur de manière efficace dans de nombreuses applications [6]. C'est dans ce cadre que le concept de PAC/ORC prend tout son sens. Ce système innovant comprend une pompe à chaleur eau/eau (PAC) reliée à un toit solaire et à un échangeur de chaleur géothermique (Fig. 1). Cette pompe à chaleur est également capable d'inverser son cycle et de fonctionner comme un Cycle Organique de Rankine (ORC). En utilisant le toit solaire comme source de chaleur, une grande quantité de chaleur est générée tout au long de l'année. Cette chaleur est utilisée en priorité pour couvrir les besoins de chauffage annuels et le surplus de chaleur généré au cours de l'été est utilisé pour produire de l'électricité dans l'unité PAC / ORC. Le principal avantage de la technologie proposée est due à la réversibilité des compresseurs spiro-orbitaux, qui se sont avérés efficaces tant en compresseur et qu'en expenseur lors de campagnes d'essais [7-9]. L'article s'articule en 4 parties. Tout d'abord, l'introduction présente les trois modes de fonctionnement. Ensuite, les modèles des composants et l'évaluation des performances au point nominal de conception sont décrits. Par après, le dimensionnement et le choix des composants sont réalisés sur bases de simulations annuelles avec un pas de temps d'une heure. Enfin, les premiers résultats expérimentaux sont présentés.

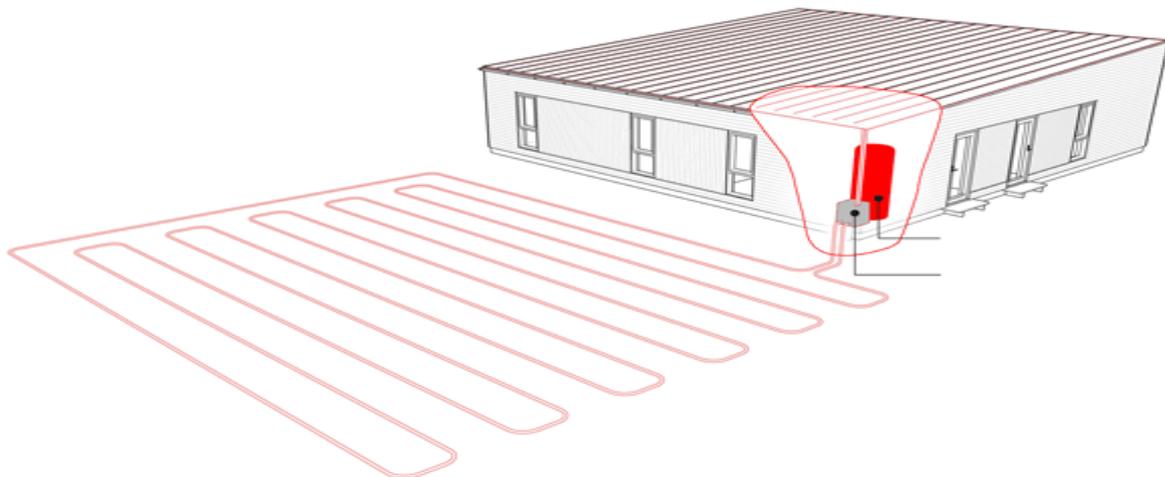


Figure 1: Le concept PAC/ORC réversible : maison passive combinée à un toit solaire et un échangeur géothermique [10]

1 – Différents modes de fonctionnement

1.1 Architecture du cycle

Puisque qu'il s'agit d'un premier prototype et que plusieurs incertitudes demeurent, la mise en place du cycle le plus simple et le plus sûr est préférable à des configurations plus avancées (Fig. 2).

1.2 Le chauffage direct

Dans ce mode, le flux de chaleur va du toit solaire vers le stockage par l'intermédiaire d'un échangeur intermédiaire (Fig. 2). Ce mode est utilisé aussi longtemps que le stockage n'est pas suffisant pour répondre aux besoins de la maison et que les conditions météorologiques permettent de le faire.

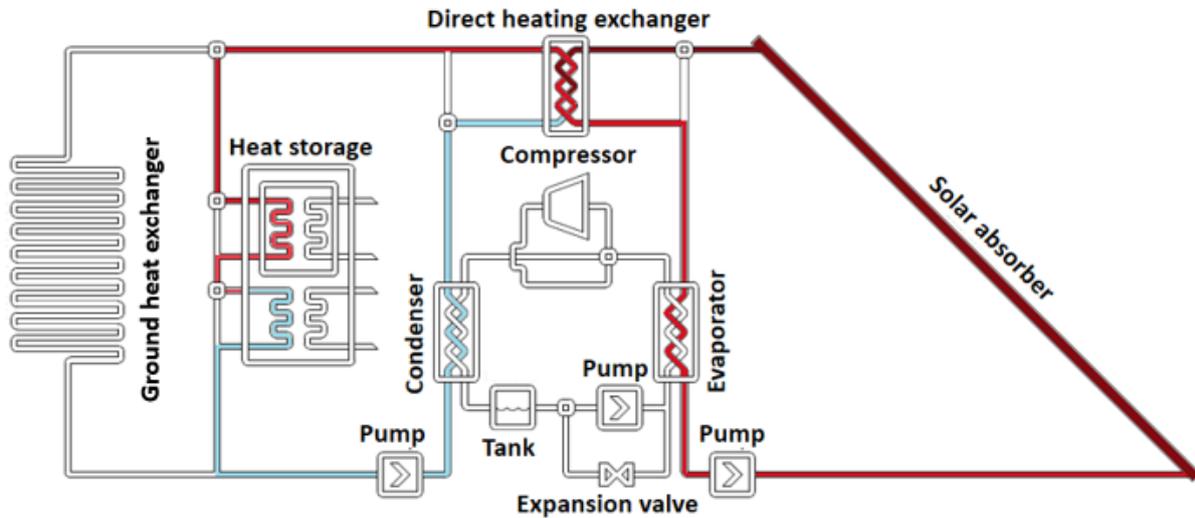


Figure 2: Chauffage direct

1.3 Mode ORC

Tant que le stockage peut couvrir les besoins en chaleur de la maison, le mode ORC est activé à condition de produire une puissance nette positive (Fig. 3). Dans le cas où la charge thermique du bâtiment est supérieure à la puissance que peut fournir le stockage, le mode chauffage direct est activé jusqu'à ce que la charge thermique soit couverte. Dans le mode ORC, la source de chaleur connectée à l'évaporateur est le toit solaire et le puits de chaleur est l'échangeur de chaleur géothermique connecté au condenseur.

+

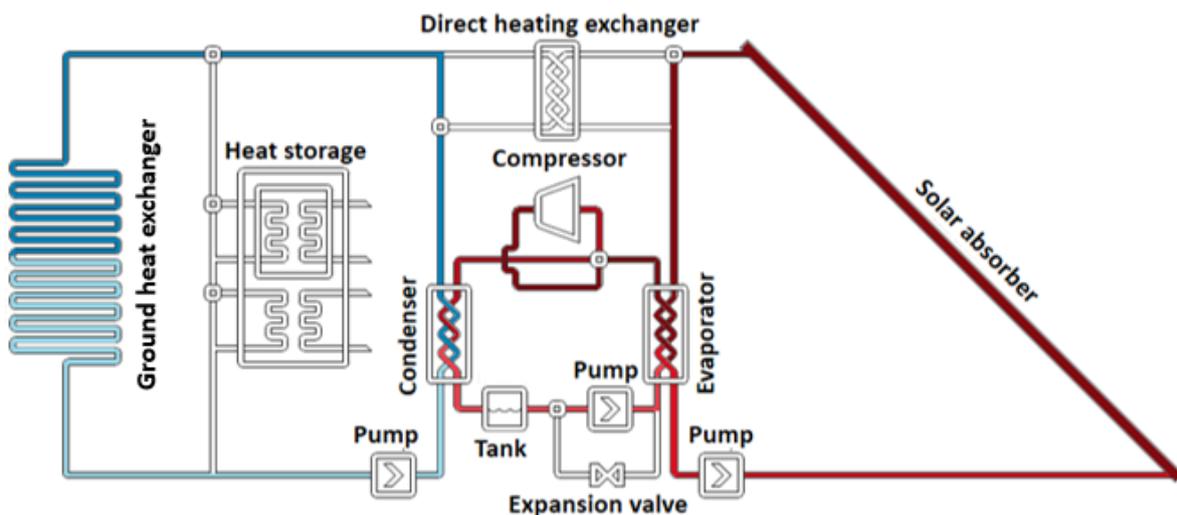


Figure 3: Mode ORC

1.4 Mode PAC

Pendant les mois d'hiver, lorsque la charge thermique du bâtiment est supérieure à la puissance que peut fournir le mode de production de chaleur par chauffage direct, le mode PAC est activé (Fig. 4). Dans ce cas, la source de chaleur (évaporateur) du cycle est le toit



solaire et le puits de chaleur (condenseur) est le stockage thermique connecté au circuit de chauffage du bâtiment.

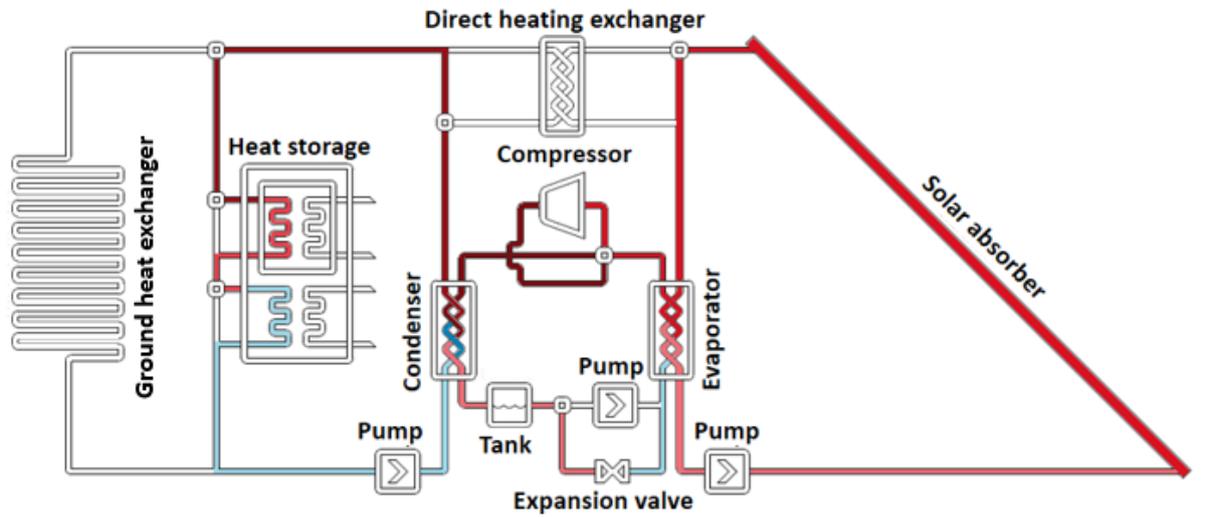


Figure 4: Mode PAC

2 – Modélisation

2.1 Echangeurs

Le condenseur, l'évaporateur et l'échangeur pour le mode de chauffage direct sont des échangeurs de chaleur à plaques en raison de leur bonne efficacité, de leur faible coût et de leur compacité. Ils sont décrits par un modèle à trois zones (Fig. 5). Les coefficients de transfert de chaleur sont évalués avec la corrélation de Thonon pour les zones monophasiques [11], avec la corrélation de Kuo pour la zone diphasique en condensation [12] et avec la corrélation de Hsieh pour la zone diphasique en évaporation [13].

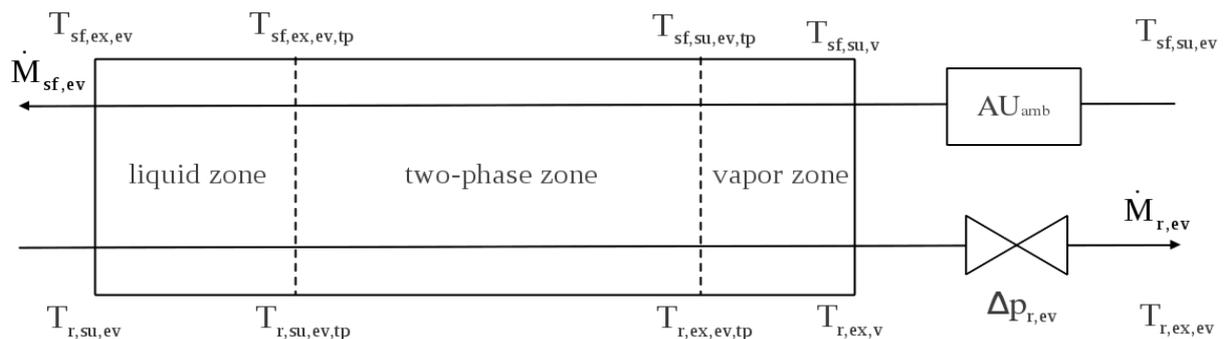


Figure 5: Modèle d'échangeur à trois zones

Le même modèle est utilisé pour le dimensionnement et la simulation de l'échangeur. En dimensionnement, la surface et le nombre de plaques sont déterminés avec un pincement en températures imposé et une perte de charge maximale du côté du réfrigérant (200 mbar) [14]. En simulation par contre, la surface et le nombre de plaques sont imposés de manière à recalculer le pincement et la perte de charge selon les conditions.



2.2 Compresseur

2.2.1 Choix du type de compresseur

Un compresseur spiro-orbital est choisi en raison de sa réversibilité (la même machine peut fonctionner en mode compresseur et expenseur [15]) et du fait qu'il s'agit d'une machine d'expansion efficace pour une puissance inférieure à 10 kW [15]. Ce type de compresseur hermétique a déjà été utilisé avec succès pour des applications solaires [15-18]

2.2.2 Modélisation du compresseur

Les corrélations du fabricant sont utilisées pour modéliser les performances du compresseur (\dot{W}_{cp} , la puissance électrique consommée par le compresseur et \dot{m}_{cp} le débit massique de réfrigérant), suivant la norme européenne [19] en fonction de la température d'évaporation (T_{ev}) et de la température de condensation (T_{cd}).

$$\begin{aligned} \dot{W}_{cp} = C_0 + C_1 \cdot T_{ev} + C_2 \cdot T_{cd} + C_3 \cdot T_{ev}^2 + C_4 \cdot T_{ev} T_{cd} \\ + C_5 \cdot T_{cd}^2 + C_6 \cdot T_{ev}^3 + C_7 \cdot T_{ev}^2 T_{cd} + C_8 \cdot T_{ev} T_{cd}^2 + C_9 \cdot T_{cd}^2 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cp} = C_{m0} + C_{m1} \cdot T_{ev} + C_{m2} \cdot T_{cd} + C_{m3} \cdot T_{ev}^2 + C_{m4} \cdot T_{ev} T_{cd} \\ + C_{m5} \cdot T_{cd}^2 + C_{m6} \cdot T_{ev}^3 + C_{m7} \cdot T_{ev}^2 T_{cd} + C_{m8} \cdot T_{ev} T_{cd}^2 + C_{m9} \cdot T_{cd}^2 \end{aligned} \quad (2)$$

2.2.3 Modélisation de l'expenseur

Pour l'expenseur, il n'existe pas de données constructeur disponibles. Ainsi, le modèle d'expansion est celui proposé par [9] et validé par des essais avec le réfrigérant R245fa [8]. Le modèle nécessite neuf paramètres (coefficients de transfert de chaleur, couple de friction, aire de fuite et diamètre permettant de décrire la chute de pression à l'admission). Ils sont mis à l'échelle avec les lois proposées par [9]. Dans ce modèle, l'évolution du fluide à travers le dispositif d'expansion se décompose en les étapes suivantes (Fig. 6) :

- Chute de pression à l'admission ($su \rightarrow su,1$)
- Refroidissement à l'admission ($su,1 \rightarrow su,2$);
- Expansion isentropique de la pression d'alimentation à la pression imposée par le rapport de volume interne de la machine ($su,2 \rightarrow in$)
- Expansion à volume constant de la pression imposée par le rapport de volume à la pression d'échappement ($in \rightarrow ex,2$);
- Le mélange entre l'écoulement interne et l'écoulement de fuite ($ex,2$ et $m_{leak} \rightarrow ex,2,1$)
- Refroidissement ou échauffement à l'échappement ($ex,1 \rightarrow ex$).

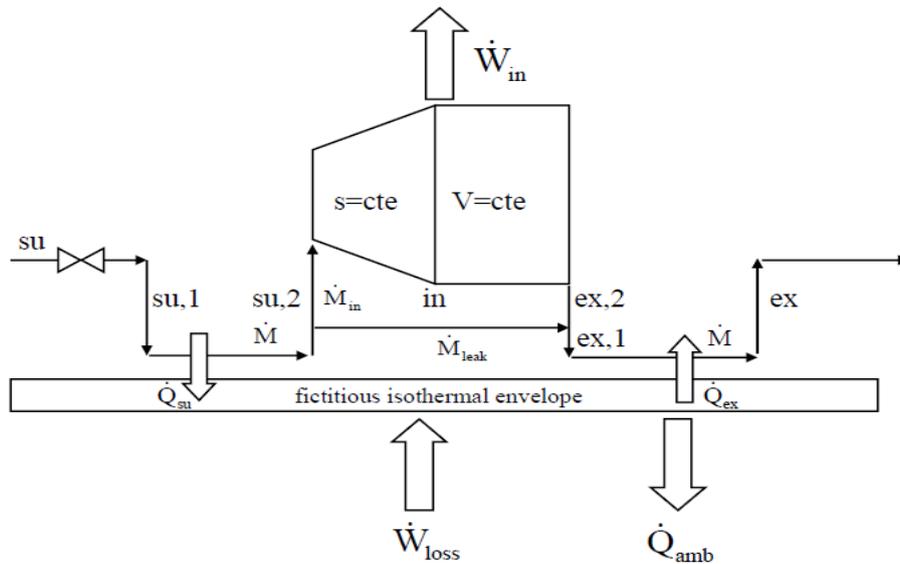


Figure 6: Modèle d'expandeur semi-empirique

2.3. Pompe

2.3.1. Choix de la technologie

Pour le mode ORC, une pompe volumétrique est choisie parce que cette technologie est la mieux adaptée à de faibles débits (de l'ordre de 300 g/s) et à de hauts rapports de pression (de l'ordre de 20 bar). Parmi les pompes volumétriques, une pompe à piston est le meilleur choix en raison de son:

- Rendement isentropique relativement élevé ($\approx 50\%$)
- Rendement volumétrique constant (même lorsque le fluide de travail présente une faible viscosité)
- Etanchéité.

2.3.2. Modélisation de la pompe

Afin d'évaluer la consommation électrique de la pompe (\dot{W}_{pp}), l'efficacité isentropique (ϵ_{is}) est utilisée. $h_{ex,is}$ est l'enthalpie isentropique en sortie de pompe et h_{su} est l'enthalpie en entrée de pompe.

$$\epsilon_{is} = \frac{\dot{m} (h_{ex,is} - h_{su})}{\dot{W}_{pp}} \quad (3)$$

Le seul paramètre est l'efficacité isentropique qui est fixée à 0,5.

2.4 Toit solaire

Etant donné que ce travail ne se focalise pas sur la partie solaire du système, un simple modèle linéaire de l'absorbeur est utilisé pour déterminer les conditions à l'évaporateur. Le rendement (η_{abs}) est calculé via les équations (5) et (6).

$$\dot{Q}_{abs} = S_{abs} (-26.2 - 1,22T_{amb} - 1.7 \Delta T_{abs} + 0.903 I) \quad (4)$$



$$\eta_{\text{abs}} = \frac{\dot{Q}_{\text{abs}} \cdot \eta_{\text{glazing}}}{I} \quad (5)$$

η_{glazing} est le rendement optique, c'est à dire transmissivité (88%), et ΔT_{abs} est la différence entre la température ambiante et la température moyenne du fluide de transfert de chaleur dans le collecteur. T_{amb} est la température ambiante, \dot{Q}_{abs} , la puissance thermique et I , l'irradiation solaire. Il convient de noter que la corrélation ci-dessus a été établie pour l'eau pure.

2.5 Stockage

Les pertes thermiques du stockage de chaleur doivent être prises en compte. Ces pertes thermiques, en Wh/jour, sont définies par [20]. Le volume (V_{sto}) et la température de stockage (T_{sto}) sont imposés à 1000 litres et 55°C respectivement.

$$Q_{\text{sto}} = 4,2 \cdot V_{\text{sto}}^{0,47} \cdot (T_{\text{sto}} - T_{\text{amb}}) \quad (6)$$

2.6 Détendeur

En mode PAC, un détendeur électronique est utilisé pour réguler finement la surchauffe en sortie d'évaporateur. Il est modélisé par une détente isenthalpique. L'enthalpie en entrée évaporateur est donc égale à l'enthalpie de sortie du condenseur.

3 – Dimensionnement

3.1 Définition des conditions nominales

3.1.1 Mode ORC

Etant donné que le mode ORC est celui impliquant le flux de chaleur le plus élevé à travers le cycle, c'est ce mode qui est sélectionné pour le dimensionnement des composants du système. Le point de dimensionnement nominal est défini comme suit:

- La température d'évaporation est fixée à 90°C, ce qui correspond à la pression de service maximale de l'expandeur (32 bar) pour le fluide sélectionné.
- Les températures de l'eau de refroidissement en entrée et sortie de condenseur sont fixées à 15°C et 20°C.
- Le glissement de températures de la source de chaleur, c'est-à-dire la différence de température entre l'entrée et la sortie d'eau sur l'absorbeur, est fixée à 25K, afin de conserver un débit d'eau raisonnable.
- En régime nominal, les pincements de températures sont imposés à 5K pour l'évaporateur et 7,5K pour le condenseur [14].
- La surchauffe et le sous refroidissement de l'évaporateur et du condenseur sont fixés à 10K et 2K, respectivement.

3.1.2 Mode PAC

En mode PAC, les conditions d'exploitation suivantes sont imposées :

- La température d'évaporation est la température calculée lorsque la puissance thermique au condenseur est de 8 kWth et lorsque l'ensoleillement est de 90 W/m² (représentatif des conditions hivernales au Danemark).
- Le débit d'eau (évaporateur) est le même qu'en mode ORC.



- La température de condensation est fixée à 60°C afin d'obtenir une température d'eau d'environ 55°C à l'entrée du stockage.
- Pour la production d'eau chaude, une différence de température de 5 K est supposée entre l'entrée et la sortie du condenseur.
- La surchauffe et le sous-refroidissement de l'évaporateur et du condenseur sont fixés à 3K et 2K respectivement.

Les échangeurs de chaleur et la pompe sont dimensionnés en utilisant les conditions nominales d'été. Cependant, le dimensionnement de la machine spiro-orbitale (qui définit la puissance nette du système, à la fois en PAC et en ORC) résulte d'un compromis entre les conditions hivernales et estivales. Cela ne peut être optimisé qu'en utilisant des simulations annuelles, détaillées dans la section suivante. Les résultats présentés dans le Tableau 1 ont été obtenus avec les conditions nominales listées ci-dessus et avec le compresseur présentant la cylindrée optimale (98.04cm³) et le fluide optimal (R134a) choisis sur base de la simulation annuelle (voir section suivante).

Tableau 1 Conditions nominales en mode ORC et PAC

Mode	Paramètre	Valeur
PAC	Pression d'évaporation [bar]	5
	Pression de condensation [bar]	17
	Puissance électrique consommée par le compresseur [W]	3211
	Débit massique [kg/s]	0,1
	Efficacité isentropique du compresseur [%]	60
	Rendement de l'absorbeur solaire [%]	56
	COP [-]	4,2
ORC	Pression d'évaporation [bar]	33
	Pression de condensation [bar]	7
	Puissance électrique produite par l'expandeur [W]	4733
	Débit massique [kg/s]	0,3
	Efficacité isentropique de l'expandeur [%]	68
	Rendement de l'absorbeur solaire [%]	55,31
	Rendement global [%]	7,6

3.2 Evaluation des performances annuelles du système PAC/ORC

Dans la section précédente, les performances du système ont été évaluées sur un point de dimensionnement nominal, ce qui permet de sélectionner et de définir la géométrie de certains composants (échangeurs, pompe, détendeur électronique...). Cependant, comme déjà mentionné, il est important de tenir compte des performances du système sur une année entière lors de sa conception. Dans cette section, le système est simulé sur une année entière avec un pas de temps d'une heure en tenant compte des conditions climatiques, de la demande de chaleur du bâtiment, des déperditions thermiques au niveau du stockage et de la stratégie de contrôle. Le climat est défini par la température extérieure et par l'irradiation solaire pour chaque heure de l'année à Copenhague. La stratégie de contrôle est la suivante. Le mode ORC est utilisé aussi longtemps que le stockage de la chaleur peut couvrir la demande de chaleur. Si ce n'est pas le cas, le mode de chauffage direct est activé. Enfin, le mode PAC est utilisé en hiver pour des conditions climatiques sévères lorsque le mode chauffage direct ne permet pas d'atteindre une température suffisante.



La méthodologie suivante est appliquée:

1. Pour une configuration donnée (fluide, taille du compresseur, récupérateur ou non), les performances du système (en termes de puissances thermiques et électriques) sont évaluées sur une large plage de températures d'évaporation et de condensation, à la fois pour le mode ORC et le mode PAC.

2. Les courbes de performances sont dérivées de ces simulations en fonction de la configuration du système et des niveaux de température.

3. Ces courbes sont utilisées dans la simulation annuelle, qui commute de façon optimale entre les trois modes de fonctionnement en fonction des conditions météorologiques et de la demande de chaleur.

4 - Sélection des composants

4.1 Fluide de travail

Dans un premier temps, le R134a est présélectionné à l'aide d'une cartographie basée sur les températures de condensation et d'évaporation nominales [15]. Le but de cette section est d'évaluer la performance de fluides alternatifs. Des travaux antérieurs ont examiné les principaux réfrigérants appropriés pour une application ORC solaire à basse température [14]. Un examen approfondi de la littérature suggère l'évaluation de quelques fluides typiques : R123, R1234yf, R124, R134a, R152a, R600 et R600a. Ils sont comparés en utilisant la simulation annuelle. Le tableau 2 présente l'énergie électrique nette annuelle produite et les inconvénients pour chaque fluide.

Tableau 2 Comparaison de différents fluides de travail

Fluide	Energie électrique nette annuelle [kWh]	Inconvénient
R124	5079	Impact environnemental (ODP=0,02)
R600	4239	Inflammabilité
R152a	3969	Inflammabilité
R600a	3814	Inflammabilité
R245fa	3349	Toxicité + faible W_{net}
R123	3105	Impact environnemental (ODP=0,02) + faible W_{net}
R134a	3503	-

Certains fluides (R245fa et R123) sont écartés en raison de leur faible production électrique. D'autres présentent une augmentation significative de la production électrique (R124, R600, R152a et R600a), mais sont rejetés pour des raisons environnementales ou à cause de leur inflammabilité. Le fluide de travail choisi est donc le R134a bien qu'il ne présente pas les meilleures performances.

4.2 Compresseur-Expanseur

Le tableau 3 présente les résultats de simulations annuelles réalisées avec trois compresseurs différents (existant sur étagère) pour le fluide R134a. On observe un optimum : un compresseur trop petit montre un maximum de production électrique ne permettant pas de récupérer de grandes quantités d'énergie, un trop grand compresseur sera souvent utilisé sous un faible rapport de pression et présentera une faible efficacité isentropique. On montre que le compresseur B (Tableau 4) est le plus approprié pour le mode PAC et ORC.



Tableau 3 Comparaison de différents compresseurs

Compresseur	A	B	C
Production électrique annuelle [kWh]	3834	4030	3910
Consommation électrique annuelle [kWh]	532	527	611

5 - Résultats expérimentaux

5.1 Description du banc d'essais

De manière à vérifier les résultats de simulations décrits dans les sections précédentes, une étude expérimentale a été réalisée sur le prototype PAC/ORC opérant avec le fluide R134a. Une représentation schématique du banc d'essai est donnée à la Figure 7. Outre les éléments principaux décrits précédemment (compresseur, évaporateur, condenseur, pompe, détendeur), la boucle de réfrigérant (bleu foncé) comprend également une bouteille de liquide et un sous-refroidisseur utilisés pour assurer un degré de sous-refroidissement suffisant en entrée de pompe (pour éviter tout risque de cavitation). Cette boucle comprend également une vanne quatre-voies qui permet de commuter entre les modes ORC et PAC. L'évaporateur est alimenté par une boucle d'eau (rouge) connectée à une chaudière électrique d'une puissance de 150 kW. Le condenseur est refroidi par l'eau du réseau (bleu clair). Une boucle d'huile (noir) est installée, mais elle n'est jamais utilisée au cours des essais présentés.

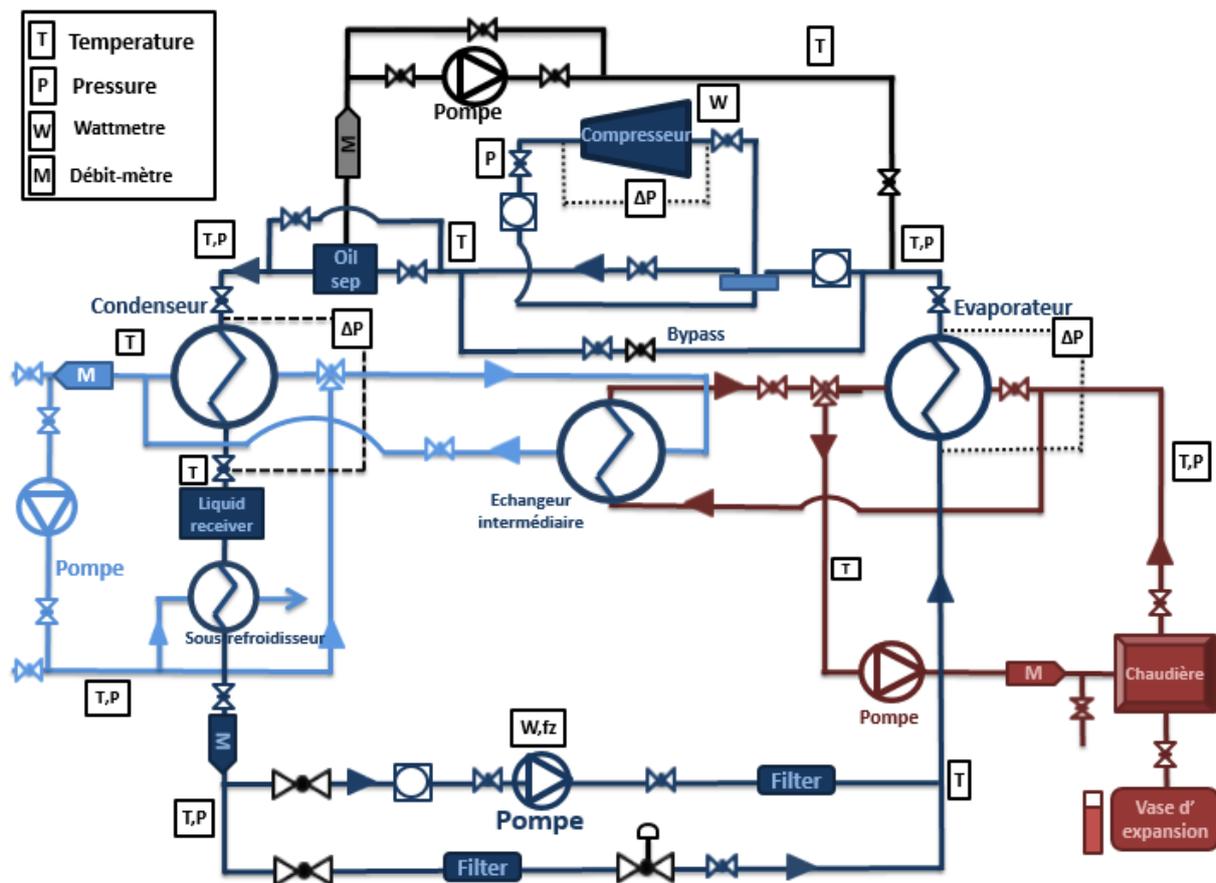


Figure 7: Schéma détaillé du banc d'essai

5.2 Résultats expérimentaux



Le Tableau 4 compare les essais expérimentaux avec les performances nominales estimées sur base des modèles de simulation en modes PAC et ORC. Ces résultats expérimentaux sont ceux qui sont les plus proches des conditions nominales théoriques, il ne s'agit donc pas des points de meilleure performance. Ces premiers résultats démontrent la faisabilité technique de l'unité PAC/ORC avec des performances encourageantes dans les deux modes. Néanmoins, les performances obtenues pour le mode ORC sont légèrement inférieures à celles prévues dans la phase de conception. Ceci s'explique par la faible efficacité de l'expandeur, une perte de charge élevée (jusqu'à 4 bar) sur la vanne quatre-voies, des tuyaux non isolés et un sous-refroidissement additionnel nécessaire pour la non-cavitation de la pompe. Quelques pistes d'amélioration de ces performances seront décrites dans la suite de cet article. Le meilleur rendement obtenu en mode ORC est de 5,7%. Ceci nécessite de travailler avec des petites puissances à l'évaporateur (i.e. de faibles débits de réfrigérant) afin de limiter les pertes de charge au travers de la vanne 4 voies.

Tableau 4: Points de meilleure performance

Mode	Paramètre	Théorique nominal	Expérimentation
ORC	Puissance évaporateur [kW]	62	62
	Pression d'évaporation [bar]	33	32
	Pression de condensation [bar]	7	10,3
	Débit massique [g/s]	300	266
	Puissance électrique produite [kW]	4,7	3,7
	Rendement global [%]	7,5	4,2
	Efficacité isentropique de l'expandeur [%]	68	58
	Facteur de remplissage de l'expandeur [-]	1,019	1,12
HP	Puissance condenseur [kW]	13	13,6
	Pression d'évaporation [bar]	5	5,7
	Pression de condensation [bar]	17	17,3
	Débit massique [g/s]	100	102
	Puissance électrique consommée [kW]	4	3,8
	COP [-]	4,2	4,21
	Efficacité isentropique du compresseur [%]	60	76
	Efficacité volumétrique du compresseur [%]	91	97

6 - Améliorations possibles

6.2 Expandeur

La machine d'expansion est un compresseur qui est aussi utilisé comme expandeur. Il va de soi que l'utilisation d'un expandeur présentant une géométrie adaptée pour l'expansion augmenterait la production de manière notable vu que l'unité est utilisée 10 mois sur 12 en mode ORC. Aussi, l'utilisation d'un variateur de fréquence permettrait de réguler la température d'évaporation du cycle et ainsi d'optimiser le fonctionnement en fonction des conditions.

6.3 Vanne quatre voies

Comme mentionné plus haut, cette vanne présente une perte de charge élevée (jusqu'à 4 bars au débit maximum). Il est donc intéressant de la remplacer par une vanne qui présente une section de passage plus grande.

Un grand nombre d'autres améliorations sont possibles et sont investiguées dans ???.

Conclusion



Cette étude propose un système PAC/ORC réversible innovant, permettant à la fois la production de chaleur et la production d'électricité. Un modèle de simulation du système a été développé pour évaluer la consommation/production d'énergie du prototype sur les différents points de fonctionnement. Un second modèle a ensuite pris profit de ces résultats de simulation pour évaluer la performance du système sur un an et ainsi d'optimiser la conception en termes de dimensionnement du compresseur et du choix du fluide. Les premières simulations du système PAC/ORC, avec les composants de taille optimale, indiquent que, dans le mode ORC, l'énergie électrique produite sur un an atteint 4030 kWh. En mode PAC, le COP nominal est de 4,2 pour une consommation d'énergie électrique annuelle de 527 kWh. Le mode de chauffage direct fournit 6289,3 kWh de chaleur tout au long de l'année. La seconde phase du projet consiste en l'expérimentation du système. Un prototype a été construit, testé et confirme la faisabilité du système avec des performances encourageantes. Un COP de 4,2 est atteint en mode PAC et un rendement global de 5,6% est obtenu en mode ORC.

Les perspectives sont les suivantes:

- Réaliser le « monitoring » du prototype dans la maison passive.
- Valider des modèles quasi-statiques de chaque composant et du système global.
- Evaluer les performances sur la simulation annuelle à partir de la validation expérimentale des modèles.

References

- [1] European commission, Communication from the commission to the european parliament, the council, the european economic and social committee and the committee of the regions, Brussel, 2012.
- [2] European commission, market observatory for energy, Juin 2011.
- [3] Jagemar, L., Schmidt, M., Allard, F., Heiselberg, P., et Kurnitski, J., "Towards NZEB – Some example of national requirements and roadmaps", REHVA Journal, Mai 2011.
- [4] Directive européenne 2010/31/CE, Mai 2010.
- [5] International Energy Agency, Technology roadmap – solar heating and cooling, 2012.
- [6] Hepbasli, A., Yalinci, Y., "A review of heat pump water systems", Renewable and sustainable energy review, 13, 1211-1229, 2009.
- [7] Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C., and Lebrun, J., "Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle", Applied Thermal Engineering, 29/(14–15), 3094-3102, 2009.
- [8] Lemort, V., Declaye, S., and Quoilin, S., "Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle", Journal of Power and Energy, 0/0 1-10, 2011.
- [9] Lemort, V., "Contribution to the characterization of Scroll machine in compressor and expander modes", PhD. Thesis, University of Liege, Liege, 2008.
- [10] Innogic ApS, www.innogic.dk, consulté en janvier 2014.
- [11] Thonon B., "Recent research and developments in plate heat exchangers", Fuel and Energy Abstracts, 36/5, 361, 1995.
- [12] Kuo, W. S., Lie, Y. M., Hsieh, Y. Y., and Lin, T. F., "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, 48/(25-26), 5205 -5220, 2005.



- [13] Hsieh, Y. Y., and Lin, T. F., “Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45/5, 1033-1044, 2002.
- [14] Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B.F., Lemort, V., “Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles”, Applied Thermal Engineering, 31, 2885-2893, 2011.
- [15] Quoilin, S., “Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications”, Ph.D. thesis, University of Liege, Liege, 2011.
- [16] Kane, M., Larrain, D., Favrat D., Allani, Y., “Small hybrid solar system”, Energy, 28, 1427-1443, 2003.
- [17] Saitoh, T., Yamada, N., Wakashima, S., “Solar Rankine cycle sytem using Scroll expander”, Journal of environment and energy, 2 (4), 2007.
- [18] Lu, Y.J., Wang, L.W., Tian, G.H., Roskilly, A.P, “Study on a small scale solar powered organic Rankine cycle utilizing Scroll expander”, 4th International Conference Applied Energy, 2012.
- [19] European standard European Standards, Refrigerant compressors - Rating conditions, tolerances and presentation of manufacturer's performance data, DIN EN 12900, 1999.
- [20] Thermal losses of heat storage, http://herve.silve.pagesperso-orange.fr/bilan_th.htm, consulté en Janvier 2014.