



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Département fédéral de l'environnement, des transports,
de l'énergie et de la communication DETEC

Office fédéral de l'énergie OFEN

Rapport annuel 2010 31 décembre 2010

Pompe à chaleur thermique à double cycle de Rankine

Mandant:

Office fédéral de l'énergie OFEN
Programme de recherche Pompes à chaleur, CCF, froid
CH-3003 Berne
www.bfe.admin.ch

Mandataire:

EPFL, STI-IGM-LENI (Laboratoire d'énergétique industrielle)
EPFL, LENI, Bât. ME A2, Station 9
CH-1015 LAUSANNE
leni.epfl.ch

Auteurs:

Jonathan Demierre, LENI / EPFL, jonathan.demierre@epfl.ch
Prof. Daniel Favrat, LENI / EPFL, daniel.favrat@epfl.ch

Responsable de domaine de l'OFEN: Andreas Eckmanns

Chef de programme de l'OFEN: Thomas Kopp

Numéro du contrat et du projet de l'OFEN: 153662 / 102846 / SI500238-01

L'auteur de ce rapport porte seul la responsabilité de son contenu et de ses conclusions.

Résumé

L'objectif de ce projet est l'étude théorique et expérimentale d'une pompe à chaleur entraînée thermiquement de type ORC-ORC pour une application résidentielle. Le système est composé d'un cycle de Rankine organique (ORC) et d'un cycle pompe à chaleur (ORC inversé). La turbine de l'ORC entraîne le compresseur de la pompe à chaleur. La turbine et le compresseur sont montés sur le même arbre qui tourne sur des paliers à vapeur de fluide frigorigène. Ceci donne au système l'avantage d'être entièrement hermétique et sans huile.

Cette année, l'outil d'analyse de turbines radiales a été finalisé. Il permet d'évaluer les performances de la turbine pour des conditions de fonctionnement données. Cet outil se base sur la modélisation 1-D de l'écoulement. Il permet de traiter les écoulements transsoniques, ce qui est important dans notre application, car la turbine fonctionne avec un rapport de pression élevé (~ 7). Un nouveau modèle de systèmes ORC-ORC a été implémenté qui est plus rapide et modulaire que l'ancien modèle. Une évaluation de différents fluides de travail pour cette application a été réalisée. Il en ressort que le réfrigérant qui avait été sélectionné, le R134a, est un bon candidat, mais qu'un meilleur COP pourrait être obtenu avec le R227ea. Un prototype d'ORC-ORC et un banc d'essai ont été conçus, construits et instrumentés. Trois séries d'essais ont été réalisées et différents problèmes ont été rencontrés, ce qui a causé du retard. Les mesures nécessaires ont été prises pour résoudre ces problèmes. Les essais réalisés ont quand même permis de tester et de valider la procédure de démarrage.

Abstract

The objective of this project is the theoretical and experimental study of an ORC-ORC thermally driven heat pump for a residential application. The system consists of an organic Rankine cycle (ORC) coupled to a heat pump cycle (reversed ORC). The turbine of the ORC drives the compressor of the heat pump cycle. The turbine and the compressor are mounted on the same shaft rotating on refrigerant vapor bearings. This gives the system the advantage of being fully hermetic and oil-free.

During this year, the radial turbine analysis tool was finished. It enables to evaluate the performances of the turbine for given operating conditions. This tool is based on the 1-D modeling of the flow. It allows dealing with transonic flows, which is important in our case, because the turbine operates at high pressure ratio (~ 7). A new model of ORC-ORC systems, which is less cpu-time consuming and more modular than the old one, was implemented. An evaluation of different working fluids for this application has been performed. It appears that the selected refrigerant, the R134a, is a good candidate, but that a better COP could be achieved with the R227ea. An ORC-ORC prototype and a test bench were developed and built. Three sessions of tests were performed and several problems were encountered, which caused some delays. The necessary measures were taken to solve those problems. Nevertheless, these experiments allowed to test and validate the start-up procedure.

Introduction, but du travail

La combustion simple dans une chaudière est un moyen de chauffage très inefficace. Le prix de plus en plus élevé des combustibles et les considérations liées à la pollution tendent à faire pression au niveau politique pour éviter l'usage de chaudières dans la plupart des applications de chauffage. Les alternatives sont toutes liées aux pompes à chaleur qui permettent de valoriser l'énergie thermique renouvelable de l'environnement. Les pompes à chaleur entraînées thermiquement peuvent fonctionner avec différents types de combustibles comme les pellets de bois ou le gaz naturel et sont généralement réalisées en utilisant un cycle à absorption ou une combinaison d'un cycle moteur thermique avec un cycle pompe à chaleur à compression ou encore une combinaison des deux. Dans le cadre de ce projet, un concept de la deuxième catégorie est étudié. Le système est composé d'un cycle ORC moteur entraînant un cycle ORC inversé (pompe à chaleur), les deux utilisant le même fluide, avec une unité compresseur-turbine dynamique à haute vitesse, sans huile, sur paliers à vapeur de fluide frigorigène (voir Figure 1).

Les deux principaux objectifs de ce projet sont le développement d'une méthode de conception intégrée de tels systèmes et la construction ainsi que le test d'un prototype pour une application de chauffage résidentiel.

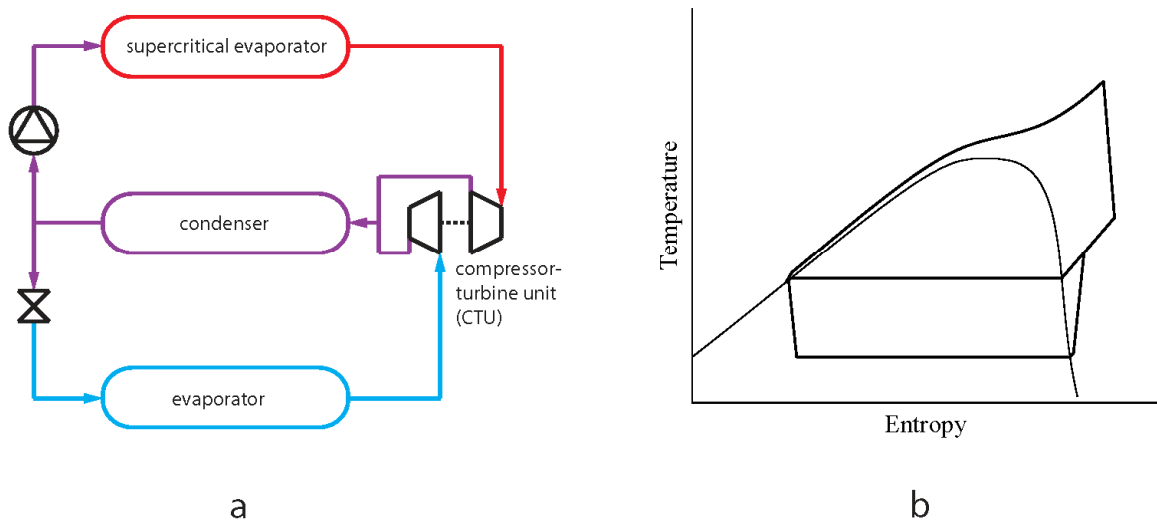


Figure 1: diagramme des flux (a) et diagramme T-s (b) d'une pompe à chaleur ORC-ORC simple

Travaux effectués et résultats

Développement d'un outil d'analyse de turbines radiales

En 2009, une première version d'un outil de simulation 1-D de turbines radiales avait été développé et implémenté sur *Matlab*[1]. Durant cette année, l'outil a été finalisé et permet de calculer les vitesses moyennes aux entrées et sorties des différents éléments de la turbine (aubes directrices, rotor et diffuseur) ainsi que les différentes pertes. Le programme est capable de gérer les régimes d'écoulement subsonique et transsonique. Il est important dans notre application d'avoir un modèle qui permet de simuler une large gamme de conditions de fonctionnement.

Le modèle se base sur une approche décrite par Baines[2][3]. Les pertes dans une turbine radiale sont dues à différents phénomènes physiques (friction, diffusion, écoulements secondaires et jeux). Les différentes pertes sont modélisées par des corrélations semi-empiriques qui dépendent de l'écoulement moyen et de la géométrie. Cette approche permet d'avoir un modèle relativement simple - donc rapide du point de vue du temps de calcul – et suffisamment précis pour obtenir une bonne évaluation des performances.

Voici une liste des différentes pertes implémentées dans l'outil de simulation :

- pertes par friction dans les aubes directrices
- pertes d'incidence à l'entrée du rotor
- pertes par friction dans le rotor
- pertes dues au jeu entre les aubes et le carter du rotor
- pertes du bord de fuite des aubes du rotor
- pertes par friction et diffusion dans le diffuseur
- pertes par friction dans le jeu entre la face arrière du rotor et le carter

L'utilisateur spécifie la géométrie ainsi que la vitesse de rotation, le débit masse, la pression totale, la température totale et l'angle de l'écoulement à l'entrée des aubes directrices. Les entrées et sorties de chaque élément (aubes directrices, rotor et diffuseur) sont calculées dans le sens de l'écoulement. La pression totale, la température totale et l'angle de l'écoulement à la sortie d'un élément sont transmis à l'élément en aval. Dans le cas où le débit de blocage dans les aubes directrices est atteint, l'utilisateur doit spécifier la déviation de l'écoulement à la sortie des aubes directrices due à la détente supersonique. Un blocage peut aussi se produire dans le rotor. Dans ce cas, l'utilisateur doit spécifier la déviation de l'écoulement à la sortie du rotor. Dans ces deux cas, on fait l'hypothèse qu'ils se produisent respectivement à la sortie des aubes directrices et à la sortie du rotor, ce qui implique que les aubes directrices et le rotor sont des « canaux » convergents et donc le col se trouve à la sortie. C'est le cas pour la majorité des turbines et c'est en général la règle pour une bonne conception. Un troisième cas de blocage peut se produire à l'entrée du diffuseur, lorsque le nombre de Mach axial atteint la valeur de 1. Dans ce cas, l'utilisateur doit spécifier une valeur de perte de pression totale due aux chocs qui se produisent dans le diffuseur. Une carte de la turbine du prototype d'ORC-ORC calculée avec cet outil est donnée à la Figure 2 et les courbes de rendements correspondantes sont données à la Figure 3.

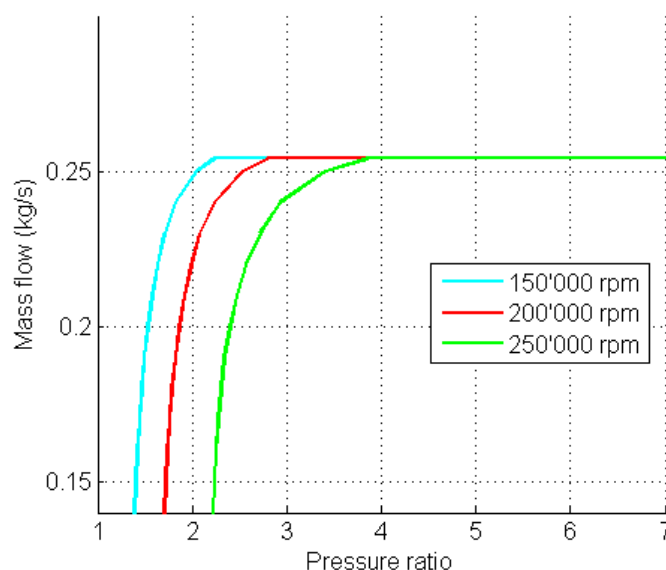


Figure 2 : carte de la turbine du prototype d'ORC-ORC calculée avec l'outil d'analyse de turbines radiales (fluide: R134a, pression d'entrée = 50 bar, température d'entrée 180°C)

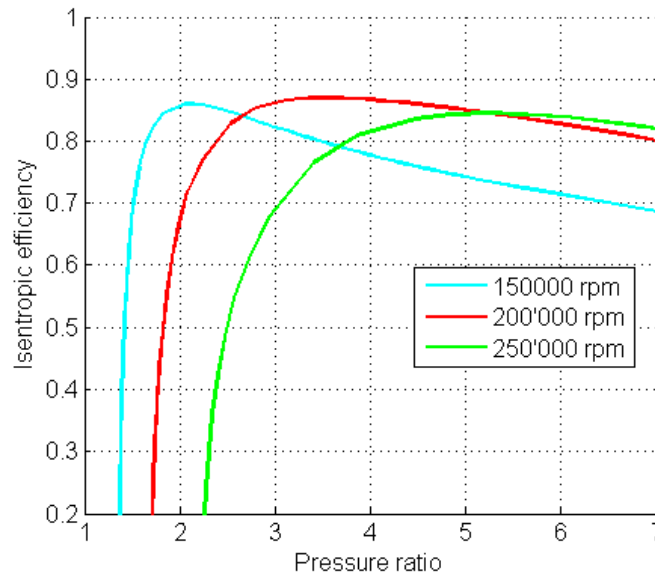


Figure 3 : courbes de rendement de la turbine du prototype d'ORC-ORC calculées avec l'outil d'analyse de turbines radiales (fluide: R134a, pression d'entrée = 50 bar, température d'entrée 180°C)

Dans le système ORC-ORC, la pression de sortie du compresseur et de la turbine est égale et, la puissance du compresseur et de la turbine est égale aux pertes de l'arbre près. Afin de pouvoir lier les modèles du compresseur, des pertes de l'arbre et de la turbine, un moteur de résolution du modèle de la turbine qui permet d'imposer la pression totale de sortie et la puissance a été développé. Ce moteur de résolution utilise la fonction *fsolve* de *Matlab*[1] qui permet de résoudre des problèmes non-linéaires à plusieurs variables. L'utilisateur doit donc spécifier la puissance de la turbine, la pression totale à la sortie, ainsi que la température totale en entrée, l'angle d'écoulement à l'entrée et la vitesse de rotation. Le moteur de résolution détermine le débit masse, la pression totale à l'entrée et, selon les cas de blocage, les déviations de l'écoulement à la sortie des aubes directrices et à la sortie du rotor, et la pertes de pression totale dans le diffuseur.

Développement d'un outil de conception de pompes à chaleur ORC-ORC

Un modèle d'ORC-ORC avait précédemment été développé avec un logiciel commercial de flowsheeting, *Vali-Belsim*[4]. Ce modèle était couplé à un logiciel d'intégration énergétique, *EASY*, et un outil d'optimisation multi-objectif, *MOO*, tous deux développés au LENI. Ce modèle avait permis de faire un certain nombre d'évaluations, mais prenait beaucoup de ressources de calcul. De plus, il n'est pas vraiment commode d'utiliser, avec ce modèle, *REFPROP*[5] pour les modèles thermodynamiques des fluides de travail. Pour ces raisons, un nouveau modèle avait été implémenté sur *Matlab*[1]. Ce nouveau modèle montre des temps de calcul réduit par rapport au modèle précédant. Des évaluations ont été réalisées avec ce modèle et sont présentées dans la section suivante. Le logiciel *Elampl* du LENI a été utilisé pour l'intégration énergétique à la place d'*EASY* pour des questions de commodité d'implémentation. Les résultats obtenus à l'aide de l'ancien modèle ont été comparés avec les résultats produits par le nouveau modèle. Les résultats sont identiques.

Etude théorique et optimisation de concepts d'ORC-ORC

En 2008, une étude[6][7] avait été réalisée pour une application de chauffage résidentiel (~20 kW) avec comme puissance motrice les gaz de combustion du gaz naturel. Le R134a avait été choisi comme fluide de travail. Cette année, différentes évaluations ont été réalisées avec le nouvel outil.

1. Comparaison des fluides de travail

Une comparaison de différents fluides de travail pour un système ORC-ORC dans une application de chauffage résidentiel a été réalisée. Les spécifications de l'application sont les suivantes :

- source chaude : gaz de combustion de méthane qui se refroidissent jusqu'à 4°C
- source froide : eau glycolée d'une sonde géothermique qui se refroidit de 4°C à 0°C
- service : eau de chauffage (30 - 35°C) et eau chaude sanitaire (10 - 60°C), puissance totale d'environ 14 kW (80% eau de chauffage et 20% eau chaude sanitaire)

Les différents fluides de travail testés sont des fluides communément utilisés ou pressentis pour des applications de pompe à chaleur, de réfrigération ou d'ORC. Pour évaluer le potentiel de chaque fluide, on a réalisé des optimisations bi-objectif avec pour objectifs la maximisation du COP du système et la minimisation de la vitesse de rotation de l'unité compresseur-turbine. On cherche à minimiser la vitesse de rotation pour des questions de dynamique du rotor. Les variables de décision de ces optimisations sont les niveaux de température et de pression des cycles, ainsi que la vitesse de rotation de l'unité compresseur-turbine. Les courbes de Pareto de ces optimisations sont données à la Figure 4. Chaque point représente une solution optimale. Les plus intéressantes pour nous sont celles avec le COP le plus élevé, mais qui ne dépassent pas une vitesse de plus de 220 krpm qui semble être la limite pour une unité compresseur-turbine sur paliers à gaz de cette puissance (environ 3 kW pour le compresseur et la turbine).

Le fluide que nous avons préalablement sélectionné, le R134a, donne un COP maximum d'environ 1.67 pour une vitesse d'environ 220 krpm. On peut voir que deux fluides sont potentiellement meilleurs pour une telle application : le R227ea avec un COP de 1.7 à 200 krpm et le R236fa avec un COP de 1.82 à 180 krpm. Cependant, l'inconvénient avec le R236fa est que la pression d'évaporation côté pompe à chaleur est sous-atmosphérique (~0.83 bar). Ceci pose le problème qu'il faut concevoir un système extrêmement étanche pour éviter de contaminer le réfrigérant avec de l'air et de l'humidité et/ou prévoir un système de séparation. Avec le R227ea, la pression d'évaporation côté pompe à chaleur est d'environ 1.5 bar, ce qui confirme que ce fluide est un candidat intéressant pour cette application. Une étude plus poussée sur ce fluide devra être réalisée.

2. Sensibilité à l'intégration énergétique

Une autre étude a été réalisée sur l'influence de prendre ou pas en compte le profil de température de tous les flux du système dans l'intégration énergétique. Une optimisation a été faite sans intégrer les profils de la source chaude et de l'évaporation de l'ORC pour la même application qu'à la section 1. Le fluide de travail est le R134a. Les courbes de Pareto de l'optimisation faite avec les profils de tous les flux et celle réalisée en ne prenant pas en compte les profils de la source chaude et de l'évaporation de l'ORC sont données à la Figure 5. Il y a un décalage au niveau du COP qui est principalement dû au fait que le calcul du COP n'a pas pu être fait de la même manière dans les deux cas. Cependant ce qui est important à relever, c'est que la sensibilité du COP à la vitesse de rotation est similaire et que le COP maximum est atteint dans les deux cas à environ 250 krpm. Si on trace les pressions d'évaporation côté ORC en fonction du COP pour les deux optimisations (voir Figure 6), on peut voir que les valeurs sont très différentes. Dans le cas où les profils de tous les flux sont pris en considération la pression d'évaporation optimale est d'environ 70 bar pour le COP maximum. En revanche, quand les profils des gaz de combustion et de l'évaporation de l'ORC ne sont pas pris en compte, la pression optimale correspondant au COP maximum atteint la limite supérieure fixée pour l'optimisation qui est de 100 bar. Ceci montre l'importance de faire l'intégration énergétique complète du système pour identifier les valeurs optimales des paramètres de conception.

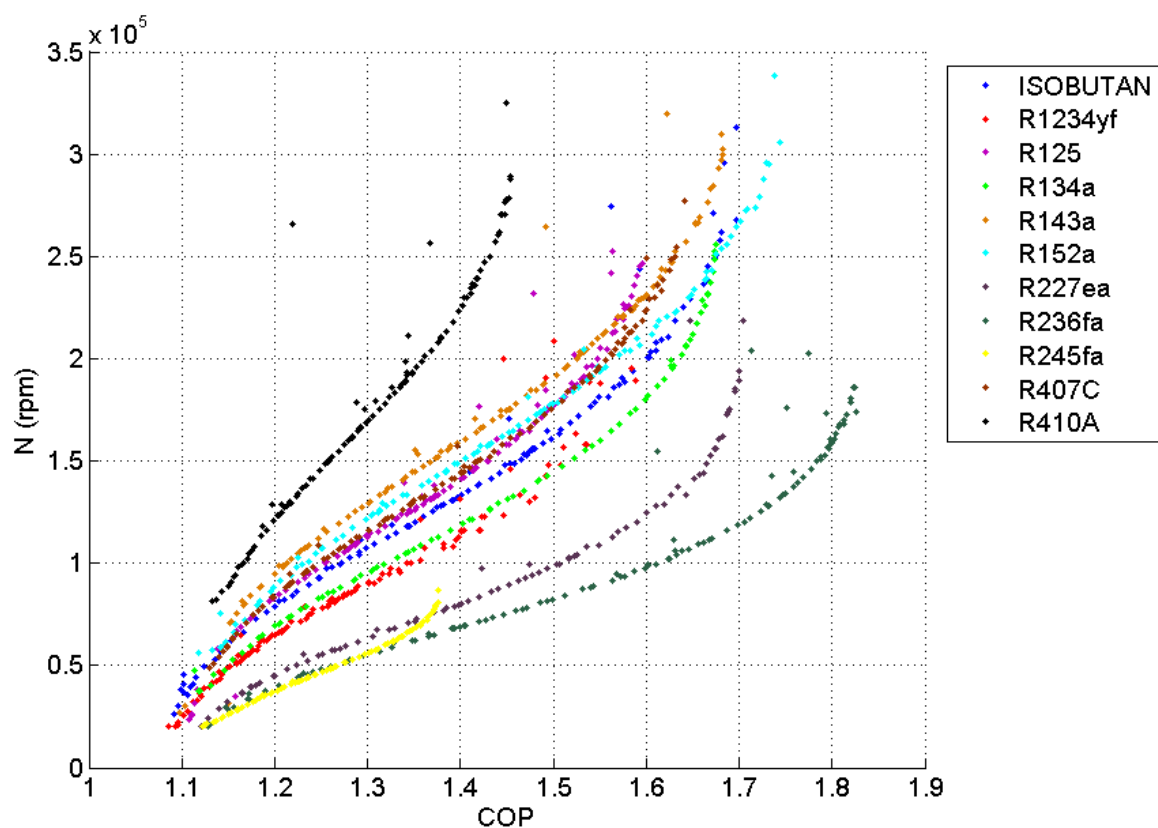


Figure 4 : courbes de Pareto d'optimisations sur le COP et la vitesse de rotation de l'unité compresseur-turbine N pour différents fluides de travail

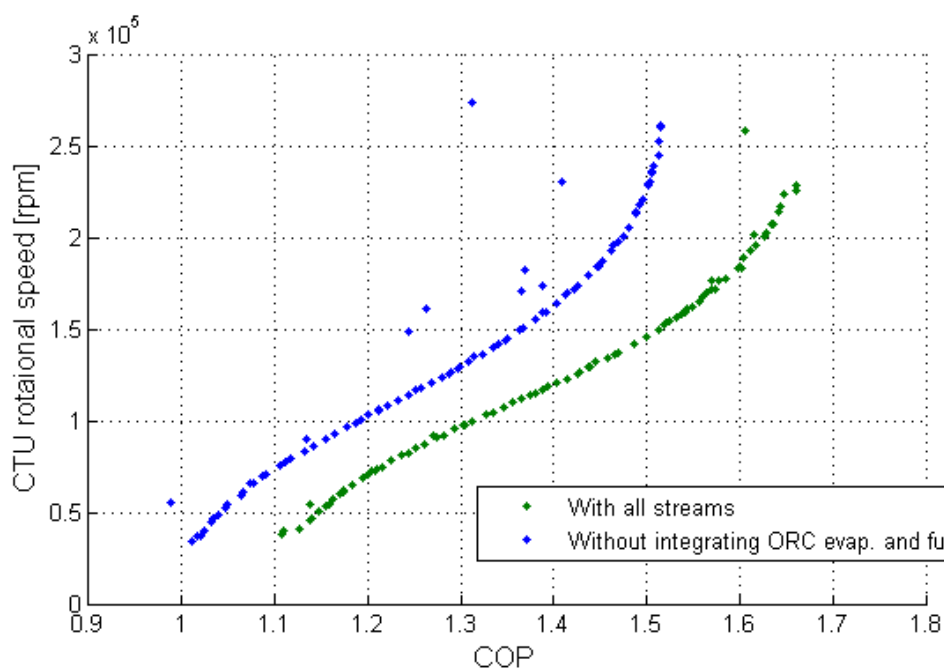


Figure 5 : comparaison des courbes de Pareto pour des optimisation du COP et de la vitesse de rotation de l'unité compresseur-turbine en prenant en compte les profils de température de tous les flux (courbe verte) et sans prendre en compte le profil de température des gaz de combustion et de l'évaporation de l'ORC (courbe bleue)

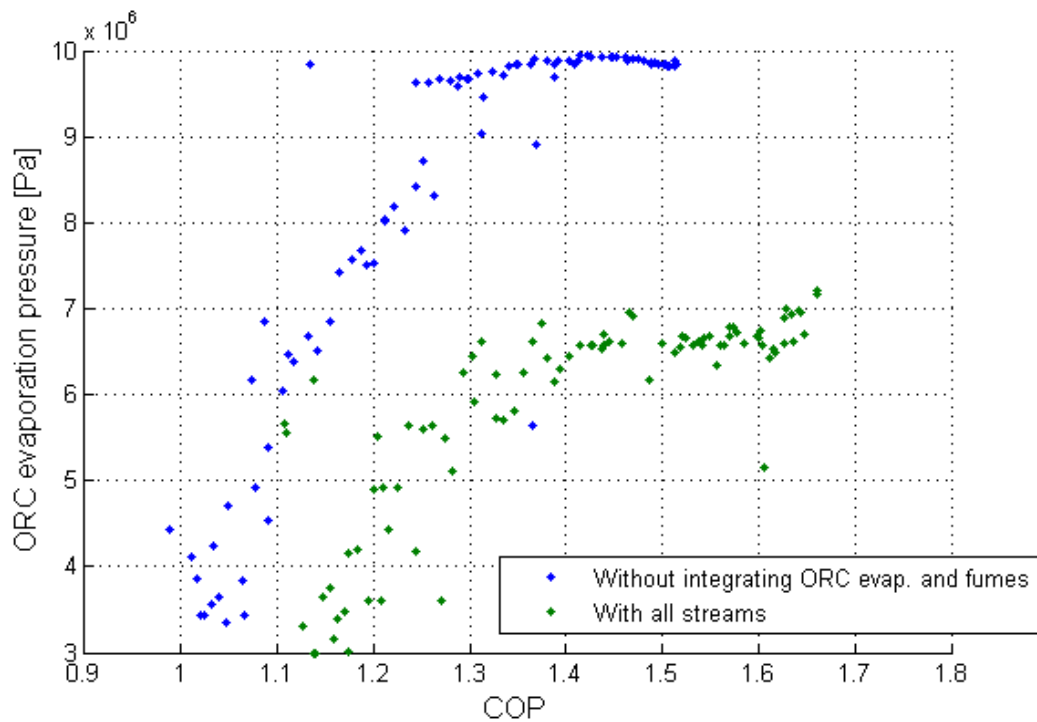


Figure 6 : comparaison des pressions d'évaporation côté ORC pour des optimisation du COP et de la vitesse de rotation en prenant en compte les profils de température de tous les flux (courbe verte) et sans prendre en compte le profil de température des gaz de combustion et de l'évaporation de l'ORC (courbe bleue)

Développement d'un prototype expérimental d'ORC-ORC

1. Unité compresseur-turbine

L'usinage des éléments de l'unité compresseur-turbine a été fini début 2010. L'unité a ensuite été assemblée et équilibrée dans l'entreprise *Fischer Engineering Solutions AG* qui a aussi fourni les paliers à gaz. Pour mettre en rotation l'arbre, on injecte de l'air sur une des deux roues. Bien qu'il soit prévu que l'unité tourne jusqu'à 200 krpm dans le R134a, l'équilibrage se fait seulement jusqu'à environ 100 krpm, car dans l'air ambiant les paliers ne portent pas suffisamment pour garantir des déplacements qui restent faibles. La Figure 7 montre l'unité durant l'équilibrage et la Figure 8 montre l'unité une fois assemblée.

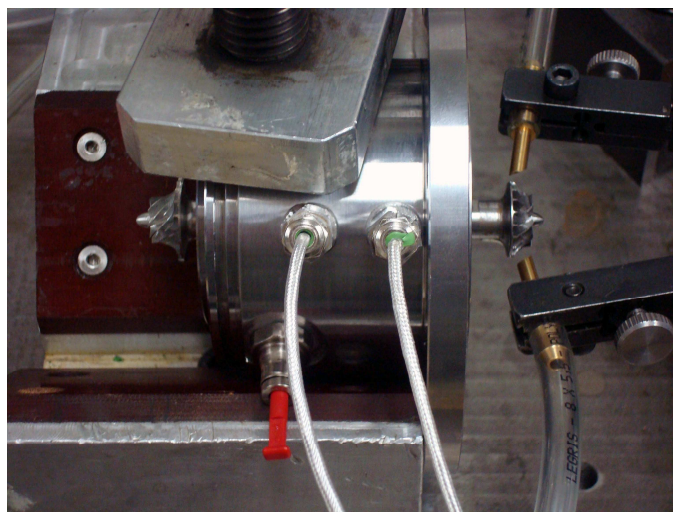


Figure 7 : unité compresseur-turbine durant l'équilibrage (à gauche la roue du compresseur et à droite la roue de la turbine)

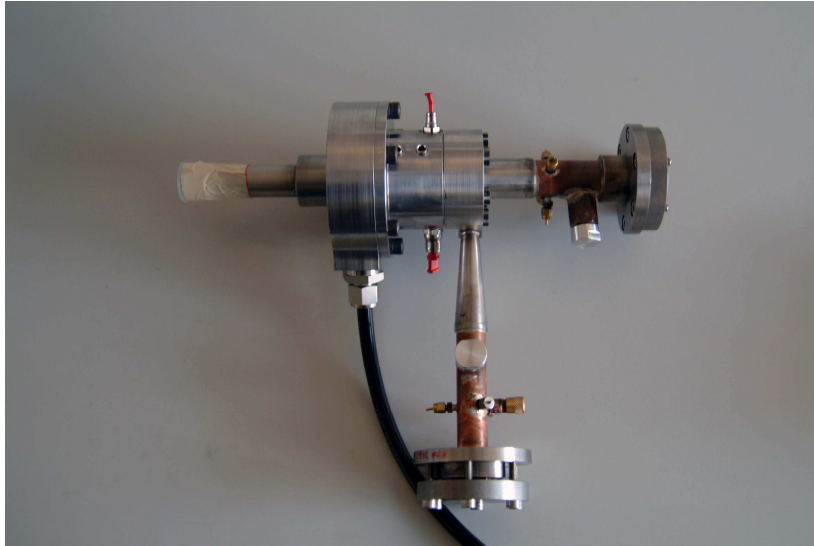


Figure 8 : unité compresseur-turbine

2. Cycles et banc d'essai

Un prototype de pompe à chaleur a été développé, construit et instrumenté. Le schéma de l'installation est donné à la Figure 9. La Figure 10 montre l'installation sans l'isolation. On a choisi de mettre deux condenseurs (un par cycle) de façon à pouvoir tester chaque cycle de manière plus indépendante. Cependant en ouvrant les vannes R5 et R6, on peut simuler le fonctionnement avec un seul condenseur. La turbine peut être by-passée en ouvrant la vanne R2 et en fermant les vannes R3 et R4. Ceci permet de faire chauffer le système au démarrage sans risquer d'amener du liquide dans la turbine. En fonctionnement normal, la vanne R2 est fermée et tout le flux de réfrigérant de l'ORC passe dans la turbine. Un tube de section plus large est placé avant l'entrée du compresseur et fait office de séparateur pour éviter que des gouttelettes ou des débris soient aspirés dans le compresseur, ce qui l'endommagerait. L'évaporateur de l'ORC est composé de trois échangeurs à tubes coaxiaux hélicoïdaux. Ce type d'échangeur avait été sélectionné pour des questions de contraintes mécaniques et thermiques élevées (pression du réfrigérant jusqu'à 70 bar et température entre 10°C et 200°C). Pour l'évaporateur de la PAC et les condenseurs, des échangeurs à plaques conventionnels sont utilisés. Une conduite relie le carter de l'unité compresseur-turbine à la basse pression de la PAC, ce qui permet de régler au moyen de la vanne R7 la pression dans les paliers à gaz.

Suite à des problèmes de fonctionnement qui sont discutés dans la section suivante, deux modifications vont être faites sur cette installation. Premièrement, une conduite et une vanne supplémentaires vont être installées de manière à injecter le flux de réfrigérant provenant du carter à la sortie de l'évaporateur plutôt qu'à l'entrée. Comme le flux provenant du carter est beaucoup plus chaud (~80°C) que le flux qui provient de la vanne de détente (~0°C en fonctionnement normal), le mélange à l'entrée de l'évaporateur a un titre de vapeur trop élevé. On absorbe donc moins de chaleur à basse température et par conséquent on fait chuter le COP du système. De plus, en injectant à la sortie de l'évaporateur, on surchauffe un peu plus le flux qui entre dans le compresseur, ce qui garantit l'absence de gouttelette à l'entrée de ce dernier. La seconde modification qui sera apportée à l'installation est l'ajout d'une boucle de by-pass avec une vanne de détente entre la sortie et l'entrée du compresseur. Ce by-pass est utile pour éviter que le compresseur se trouve en situation de pompage, en particulier au démarrage.

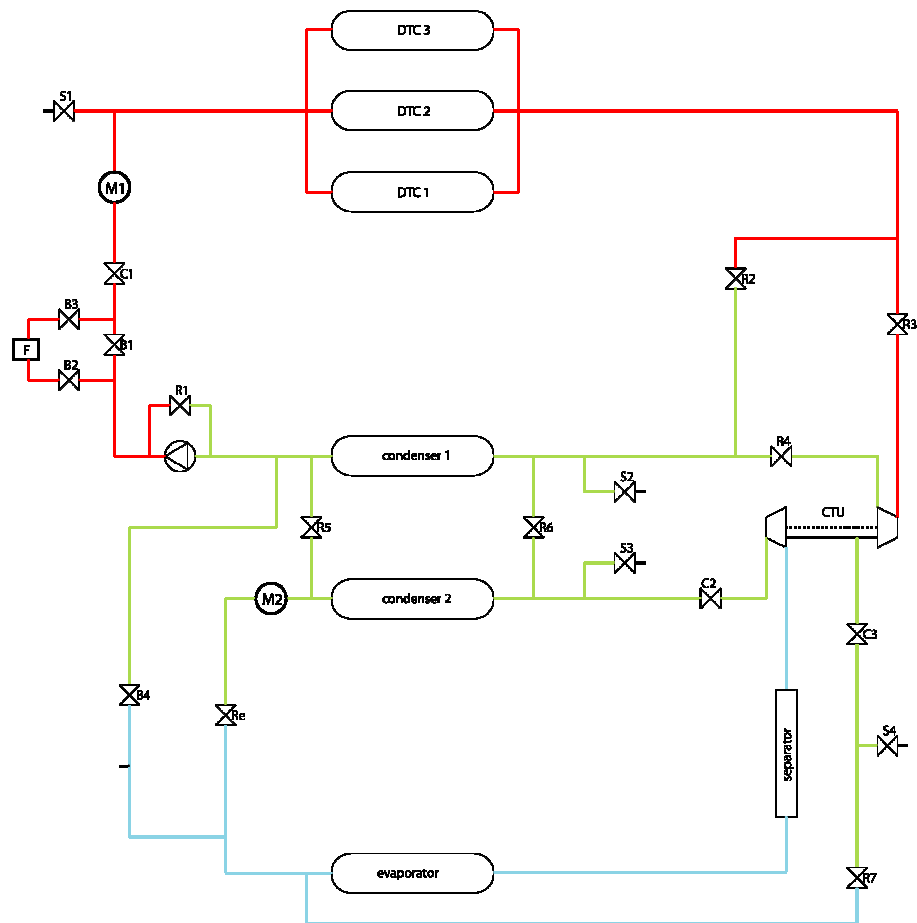


Figure 9 : schéma du prototype de pompe à chaleur ORC-ORC

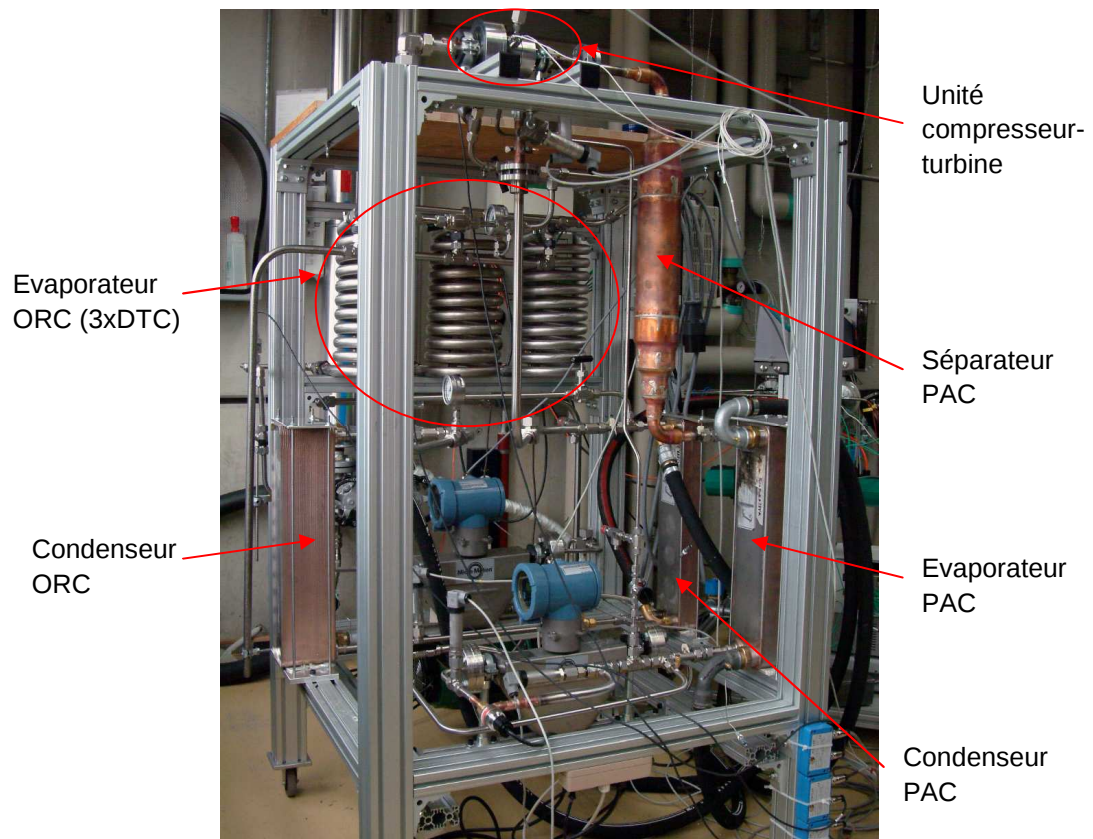


Figure 10 : photo du prototype de pompe à chaleur ORC-ORC

Un système pour conditionner l'eau qui alimente les condenseurs et l'évaporateur de la PAC a été conçu et construit. Le schéma de ce système est donné à la Figure 11. Ce système permet de régler la débit de l'eau ainsi que sa température à l'entrée des condenseurs et de l'évaporateur PAC. Pour les deux condenseurs le circuit est identique. L'eau de refroidissement est l'eau du réseau industriel. A l'aide d'une première vanne électrique et d'un circulateur, le débit d'eau dans le condenseur peut être réglé. Une deuxième vanne permet de régler quelle quantité d'eau provenant du condenseur va être recirculée vers celui-ci ou envoyée aux égouts. De cette manière, on peut régler la température de l'eau à l'entrée du condenseur.

Pour l'évaporateur de la PAC le système est plus simple. L'évaporateur est alimenté avec de l'eau chaude et de l'eau froide du réseau industriel. Une vanne électrique sur chacune des arrivées d'eau permet de régler le débit et la température du mélange. L'eau qui sort de l'évaporateur est ensuite évacuée aux égouts.

Un système d'acquisition et de contrôle *National Instruments* permet d'acquérir les mesures de températures, pressions, débits et déplacements du rotor, ainsi que de commander les vannes électriques et la pompe. L'évaporateur de l'ORC est chauffé avec de l'huile thermique provenant d'une chaudière électrique.

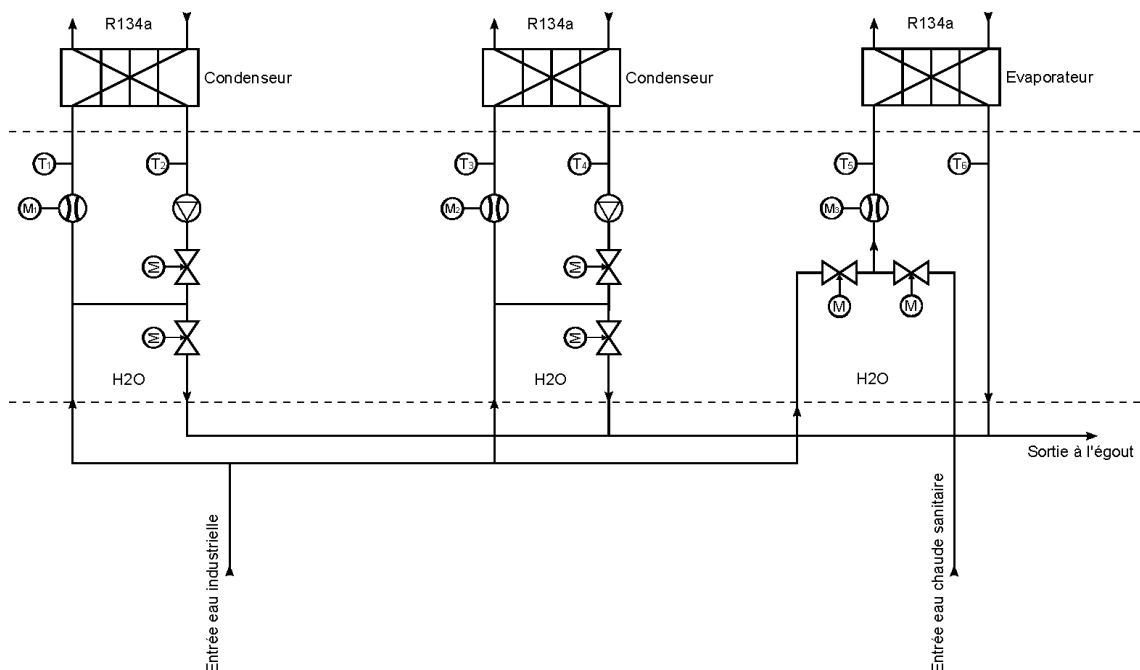


Figure 11 : système de régulation pour l'eau des condenseurs et de l'évaporateur du côté PAC

Tests du prototype expérimental d'ORC-ORC

Un certain nombre de tests sur le prototype ont été réalisés depuis le mois juillet et plusieurs problèmes se sont posés.

Lors des premiers essais l'unité a tourné jusqu'à 100 krpm, puis il n'a plus été possible de la redémarrer. En démontant l'unité, on a retrouvé de l'huile, ce qui empêchait les paliers à gaz de fonctionner. De plus, les pièces qui sont en acier (pas inoxydable) montraient des traces de corrosion. Après investigation, il est apparu que le réfrigérant utilisé n'était pas propre et en particulier contenait une concentration élevée d'huile. Pour éviter le problème de corrosion, une fine couche (3 μm) de nickel a été déposée sur les pièces en acier. Suite à ces problèmes, nous avons pris contact avec notre fournisseur et il s'est avéré que le réfrigérant

que nous avons acheté avait été livré dans une bouteille de recyclage. Lors des essais suivants, réalisés avec du réfrigérant propre, nous n'avons plus eu ces problèmes d'huile. De plus, il n'y pas eu de problème de corrosion sur les parties de la roue de turbine qui n'étaient pas protégées par une couche de nickel. Le problème de corrosion venait donc probablement de la présence d'une quantité trop élevée d'humidité dans le réfrigérant contaminé.

Après une deuxième série d'essais, un problème avec les capteurs de déplacement est apparu. Ces capteurs mesurent les déplacements radiaux du rotor des paliers. Ce sont des capteurs capacitifs. Après un certain temps d'utilisation, ces capteurs n'ont plus fonctionné car la partie sensible s'est enfoncée dans le corps du capteur. La partie sensible du capteur est tenue dans le corps avec une résine époxy. L'hypothèse est que les capteurs ont touché l'arbre en rotation, lors d'une manipulation, ce qui a fait monter la température de ceux-ci et fait fondre en partie l'époxy. Ensuite, la partie sensible s'est enfoncée dans le corps du capteur à cause de la pression (~6 bar). En démontant, les paliers cette hypothèse a été renforcée car on a trouvé des traces noires - probablement de l'époxy - sur un des deux paliers radiaux et des rayures sur l'arbre à la hauteur des capteurs. L'unité a du être remontée et rééquilibrée une nouvelle fois. Les capteurs capacitifs ont été usinés et réétalonnés.

Lors de la troisième série d'essais, le rotor des paliers a touché la partie fixe lorsqu'il tournait à 140 krpm, ce qui a fait fondre le palier radial côté compresseur. Il y a deux raisons qui pourraient expliquer qu'il y a eu contact. D'une part, le compresseur se trouvait en situation de pompage ou très proche du pompage, ce qui a pu déstabiliser le rotor. D'autre part, il se peut qu'une gouttelette ait été aspirée dans le compresseur, car le réfrigérant était pratiquement à saturation à l'entrée de celui-ci. Pour éviter de se retrouver dans ces deux situations qui risquent de se produire essentiellement dans les phases transitoires, une boucle de bypass du compresseur va être ajoutée ainsi qu'une conduite pour injecter à la sortie de l'évaporateur de la PAC le flux provenant du carter. Ces modifications sont décrites dans la section précédente.

Suite aux problèmes rencontrés, il n'a pas été possible, jusqu'ici, d'effectuer des mesures dans les conditions d'opération prévues. Cependant, la Figure 12 montre, dans un diagramme température-entropie, les cycles obtenus lorsque l'unité tournait à 140 krpm juste avant l'incident.

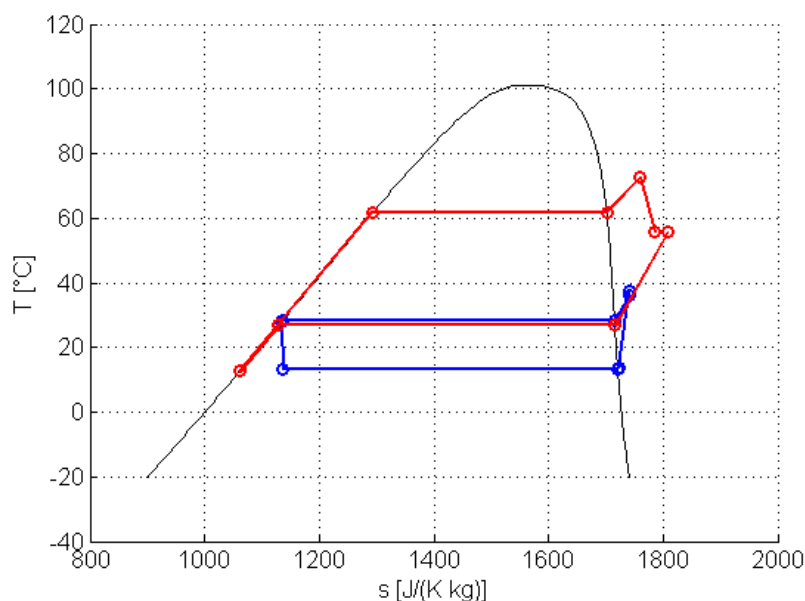


Figure 12 : cycle ORC-ORC mesuré juste avant l'incident (vitesse de rotation de l'unité = 140 krpm, rapport de pression à la turbine = 1.83, rapport de pression au compresseur = 1.65)

Collaboration nationale et internationale

Les paliers à gaz de l'unité compresseur-turbine sont fournis par l'entreprise *Fischer Engineering Solutions AG*. L'assemblage et l'équilibrage de l'unité sont effectués, aussi, par cette entreprise.

Dans le cadre de ce projet, le LENI participe aux réunions de l'Annex 34 (pompes à chaleur entraînées thermiquement) du *Heat Pump Centre* de l'*International Energy Agency* (IEA).

Évaluations 2010 et perspectives pour 2011

Développement d'un outil d'analyse de turbines radiales

L'outil d'analyse de turbines radiales permet maintenant de traiter les écoulements subsoniques et transsoniques. Un moteur de résolution a été implémenté de manière à pouvoir imposer la puissance délivrée par la turbine et sa pression de sortie, ce qui est nécessaire pour la modélisation de l'unité compresseur-turbine. Par la suite, les résultats calculés avec le modèle de turbines seront comparés avec les mesures effectuées sur le prototype de pompe à chaleur ORC-ORC.

Développement d'un outil de conception de pompes à chaleur ORC-ORC

Le nouveau modèle d'ORC-ORC qui a été implémenté cette année a permis de gagner en temps de calcul et en modularité par rapport à l'ancien modèle. Il s'agit pour la suite d'intégrer les modèles détaillés de turbines et de compresseurs, de manière à pouvoir faire des évaluations du fonctionnement en charge partielle et des optimisations du système complet, y compris la géométrie de la turbine et du compresseur. A ce stade, il faut encore adapter le modèle de compresseurs radiaux qui avait été développé au LENI lors d'une thèse précédente[8].

Etude théorique et optimisation de concepts d'ORC-ORC

Une comparaison d'optimisations de systèmes ORC-ORC pour différents fluides de travail a été réalisée. Il apparaît que le R227ea pourrait être potentiellement plus intéressant que le réfrigérant pressenti pour cette application, le R134a. Une investigation plus détaillée sera faite pour ce fluide. Pour finaliser ce chapitre, il reste encore à faire l'étude du fonctionnement en charge partielle du système ORC-ORC pour l'application résidentielle et l'optimisation de la géométrie du compresseur et de la turbine.

Développement d'un prototype expérimental d'ORC-ORC

Durant cette année, le prototype expérimental et un banc d'essai ont été conçus et construits. L'unité compresseur-turbine a été assemblée et équilibrée. Dans l'ensemble l'installation est satisfaisante. Cependant, suite aux problèmes cités plus haut, des modifications seront apportées à la boucle PAC. Premièrement, une boucle de by-pass du compresseur sera ajoutée pour se prémunir du pompage. Deuxièmement, une conduite sera ajoutée pour injecter à la sortie de l'évaporateur de la PAC le flux chaud de R134a provenant du carter de l'unité compresseur-turbine. Ces modifications devraient être terminées fin janvier. Suite à la casse des paliers, l'unité sera à nouveau assemblée et équilibrée durant le mois de janvier. La construction d'une deuxième unité débutera au début de l'année, afin de ne

pas être bloqué dans les essais lorsqu'il y a un problème. En effet, à chaque fois que l'unité est démontée, il faut l'équilibrer à nouveau, ce qui nous retarde généralement de plusieurs semaines.

Tests du prototype expérimental d'ORC-ORC

Les tests effectués jusqu'ici, sur le prototype complet, ont permis d'expérimenter et d'établir la procédure de démarrage du système. Suite aux problèmes rencontrés, les essais ont pris du retard et il n'a pas encore été possible de tester le système dans les conditions de fonctionnement prévues. Cependant, les problèmes rencontrés ont été compris et résolus. Les essais devraient pouvoir reprendre début février.

Références

- [1] The MathWorks, Inc, 2006. Matlab R2006b. <http://www.mathworks.com>
- [2] Whitfield A., Baines N.C. 1990. "Design of Radial Turbomachines", Essex, Longman Scientific & Technical
- [3] Moustapha H., Zelesky M.F., Baines N.C., Japikse D. 2003. "Axial and Radial Turbines", Concepts NREC
- [4] Belsim, 2006. Vali IV. <http://www.belsim.com>
- [5] Lemmon E., McLinden M., Huber M. 2007. "NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP, Version 8.0", National Institute of Standards and Technology.
- [6] J. Demierre and D. Favrat. "Low power ORC-ORC systems for heat pump applications", In 9th International IEA Heat Pump Conference, pages s5–p29, Zürich, Switzerland, 2008
- [7] J. Demierre and D. Favrat. "Thermally driven residential heat pumps based on integrated organic Rankine cycles (ORC) ", In Smart Energy Strategies, Zürich, Switzerland, 2008.
- [8] Schiffmann J. 2008. "Integrated design, optimization and experimental investigation of a direct driven turbocompressor for domestic heat pumps," PhD thesis, EPFL.