

**Programme de recherche
chaleur ambiante et rejets thermiques;
installations chaleur-force**

Pompe à Chaleur Haute Température

**Phase 1: Solution avec compresseur à injection
vapeur**

Préparé par
Frédéric Brand, Michele Zehnder et Prof. Daniel Favrat
Laboratoire d'Énergétique Industrielle
Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
Frederic.brand@epfl.ch

Sur mandat de
l'Office fédéral de l'énergie

Juin 2000

Rapport final

Résumé :

Le projet Pompe à Chaleur Haute Température a pour but de développer une pompe à chaleur (PAC) air-eau capable de se substituer à une chaudière gaz ou fioul dans les maisons individuelles. Pour cela, elle doit être capable de produire de l'eau chaude à une température suffisamment élevée pour permettre un fonctionnement correct des radiateurs du réseau de la maison. Un premier objectif est de produire de l'eau chaude à 65°C avec une augmentation de température d'au moins 10°C. Un premier prototype est développé à partir d'une des pompes à chaleur monoétagées les plus performantes du marché actuel. Elle est modifiée de manière à fonctionner avec un compresseur prototype équipé d'un port d'injection vapeur.

Une première série d'essais a mis en évidence non seulement les améliorations des performances apportées par ce type de concept mais aussi l'augmentation du domaine de fonctionnement de la PAC ainsi que les plages de fonctionnement optimales de l'injection.

En terme de Coefficient de Performance (COP), le gain augmente avec la diminution de la température de l'air en entrée d'installation (figure 15) et est en moyenne de 13% pour le domaine étudié. Un fonctionnement à une température d'air ambiant de -12°C est réalisable pour obtenir une eau chaude à 65°C alors que pour de telles températures d'eau, sans injection, un minimum de 2°C est nécessaire sur l'air en entrée de PAC. La puissance chaude est également augmentée par l'injection. Un gain moyen de 25% entre un fonctionnement sans injection et avec injection est obtenu sur le domaine étudié (figure 23). Pour la mesure avec dégivrage, le point A2/W50 avec une injection optimale permet d'obtenir un COP de 2.7 avec une puissance chaude de 9.4 kW. L'analyse des cycles de dégivrage permet d'espérer une amélioration de ces performances par optimisation des réglages de la PAC.

L'injection est réglée par une vanne de détente thermostatique dont la sonde est placée en sortie de compresseur. Elle permet d'obtenir un fonctionnement optimal pour des débits injectés proche de 15g/s ce qui représente en moyenne 40% du débit aspiré à l'orifice d'admission du compresseur (figure 24). Une analyse théorique complémentaire permettra d'étudier le remplacement de la vanne de détente intermédiaire par des capillaires pour maintenir un fonctionnement proche de l'optimum sur une grande plage de température d'air tout en diminuant le coût de l'installation.

De l'ensemble des points de mesures réalisés, nous pouvons tirer des connaissances pour appuyer une analyse théorique de l'installation complète et notamment du compresseur avec injection vapeur. Cette analyse sera également utilisée dans le cadre d'une étude thermoéconomique plus poussée des pompes à chaleur.

<p>Cette étude a été accomplie sur mandat de l'Office fédéral de l'énergie. L'auteur est seul responsable du contenu et des conclusions.</p>
--

Zusammenfassung :

Das Ziel dieses Projektes mit dem Titel „Hochtemperatur Wärmepumpe“ ist die Entwicklung einer Luft-Wasser Wärmepumpe (WP) für den Ersatz bestehender Gas- oder Ölheizungen in Einfamilienhäusern (Retrofit). Bei den bestehenden Radiatorheizkörpern muss die WP genügend hohe Heizwassertemperaturen erreichen können. Der Funktionsbereich sollte den Betriebspunkt Lufteintritt (A) -12°C bei 65°C Heizwasservorlauf (W) einschliessen. Dieser Extrempunkt wird mit einem Temperaturhub des Heizwassers von mindestens 10 K gefahren. Ein Funktionsmuster wurde ausgehend von einer der effizientesten auf dem Markt erhältlichen einstufigen WP gebaut. Diese wurde mit einem Prototyp Verdichter ausgestattet, welcher mit einer Nassdampf Einspritzung betrieben werden kann.

Die ersten Messergebnisse zeigen eine deutliche Verbesserung der Leistungsmerkmale und eine Erweiterung des Betriebsbereiches. Die mittlere Erhöhung der Leistungszahl (COP) beträgt 13% und ist bei tiefen Lufttemperaturen am grössten (siehe Abb. 15). Der Betriebspunkt A-12/W65 kann mittels Einspritzung problemlos gefahren werden. Bei gleichen Heizvorlauftemperaturen liegt die Betriebsgrenze einer einstufigen WP, bedingt durch die erhöhten Verdichterendtemperaturen, bei 2°C Umgebungstemperatur. Durch die Einspritzung wird bei gleichen Komponenten die Heizleistung um 25% erhöht (siehe Abb. 23).

Für den Betriebspunkt A2/W50 wurden mehrere komplette Arbeitszyklen inkl. Abtauphase aufgezeichnet. Bei optimaler Einspritzmenge beträgt der über drei Zyklen gemessene COP 2.7 und eine Heizleistung von 9.4 kW wird abgegeben. Die Auswertung dieser Arbeitszyklen weist auf ein Optimierungspotential der Abtauphase hin.

Die Einspritzung wird durch ein elektronisches Expansionsventil geregelt. Die Regelung erfolgt durch die Verdichterendtemperatur. Die dadurch erreichte optimale Einspritzmenge liegt bei 15 g/s, was ca. 40% des Ansaugstromes am Verdichtereintritt entspricht (siehe Abb. 24).

Eine theoretische Analyse könnte den Einsatz eines Kapillarrohres überprüfen, was zu einer Reduktion der Anlagekosten beitragen würde. Die vorhandenen Messdaten ermöglichen eine umfangreiche Simulation des Kreislaufes und insbesondere der Einspritzung dieses Verdichtertyps. Diese Analyse kann auch für eine thermo-ökonomische Studie weiterverwendet werden.

Summary :

The High Temperature Heat Pump project aims to develop an air-water heat pump that can replace a gas or fuel boiler in a house. To reach this goal, the heat pump must be able to produce hot water at high temperature to allow a correct operation of the house's network. A first objective is to produce hot water at 65°.

A first prototype has been developed from one of the most efficient heat pumps on the market. The pump was modified so as to function with a prototype compressor equipped with a vapour injection port. A series of tests highlighted not only the performance improvements due to the vapour injection but also the increase of the operation range of the heat pump and the optimal operating range of the injection. In term of Coefficient of Performance (COP), the gain increases with the reduction in temperature of the intake air (fig. 15) and is on average 13% in the operating range tested. With an ambient air temperature of -12°C it is possible to obtain a hot water at 65°C, whereas without injection the intake air must be at least 2°C. An average gain of 25% is obtained by injection for hot power (fig. 23). For measurement with de-icing, point A2/W50 with an optimal injection makes it possible to obtain a COP of 2.7 with a hot power of 9.4 kW. The defrosting cycle analysis makes possible to expect an improvement of these performances by optimisation and adjustment of the heat pump parameters.

A thermostatic valve, whose probe is placed at the compressor output, regulates the injection. It makes it possible to obtain an optimal operation for flows injected (fig. 24). The results at measurements support a theoretical analysis of the complete installation and in particular of the compressor with injection port. This analysis will be used within the framework of more detailed thermoeconomic heat pumps study.

Table des matières

Introduction	2
1. Prototype NATURA AW110	3
1.1 Cycle thermodynamique	4
1.2 Schéma de l'installation	6
1.3 Fluide frigorigène	6
1.4 Compresseur à port d'injection vapeur	7
1.4.1 Compresseur (généralités)	7
1.4.2 Injection vapeur	7
1.4.3 Compresseur (données)	8
1.5 Capteurs et Système de mesure	9
1.5.1 Thermocouples	10
1.5.2 Capteurs de pression	10
1.5.3 Débitmètre	11
1.5.4 Hygromètre	12
1.5.5 Wattmètre	12
2. Essais et mesures	13
2.1 Conditions d'essai	13
2.1.1 Généralités	13
2.1.2 Conditionnement de l'air pour l'entrée de la PAC	13
2.1.3 Points de mesure	14
2.1.4 Méthode de dépouillement des mesures	14
2.1.5 Cas particulier du débit injecté	15
2.2 Résultats expérimentaux	17
2.2.1 Coefficient de performance (COP)	17
2.2.2 Température de refoulement de compresseur	22
2.2.3 Puissance chaude	25
2.2.4 Rendement exergetique	29
2.2.5 Cycle avec dégivrage	31
2.3 Conclusion	33
Annexe	I
A.1 Capteurs et instruments de mesure	I
A.2 Incertitudes de mesure	II
A.2 Température	II
A.2 Débit	II
A.2 Puissance chaude	II
A.2 COP	II
A.3 Mesure du débit d'air	III

Introduction

Ce document présente le prototype développé dans le cadre du projet Pompe à Chaleur Haute Température ainsi que les résultats obtenus durant les essais de ce dernier. Ce projet a pour but de développer une pompe à chaleur (PAC) capable de se substituer à une chaudière gaz ou fuel dans les maisons individuelles. Pour cela, elle doit être capable de produire de l'eau chaude à une température suffisamment élevée pour permettre un fonctionnement correcte des radiateurs du réseau de la maison. Un premier objectif est de produire de l'eau chaude à 65°C avec une augmentation de température d'au moins 10°C. La production d'eau chaude sanitaire sans appoint supplémentaire est prévue dans une deuxième phase.

Dans les pompes à chaleur monoétagées à haute différence de température entre source et utilisateur, les pertes de détente et les pénalités de rendements de compression (polytrophe et volumétrique) deviennent importantes. Les turbines biphasiques de détente n'existent pas encore pour la gamme de puissance visée (villa) et leur perspective n'est pas très encourageante.

Les récentes études, ainsi que la comparaison théorique des cycles de pompes à chaleur air-eau à même de se substituer aux chaudières, montrent que les concepts à cycle supplémentaire de désurchauffe et les concepts biétagés sont les plus prometteurs. Cette partie du projet vise à développer une pompe à chaleur utilisant un compresseur avec port d'injection vapeur capable de représenter à court voire moyen terme une alternative à performance et puissance plus élevées à faibles températures atmosphériques que les systèmes monoétagés du marché.

Compte tenu des impératifs temporels et de diffusion, le premier prototype étudié dans ce rapport est développé à partir d'une des pompes à chaleur monoétagées les plus performantes du marché actuel. Elle est modifiée de manière à fonctionner avec un compresseur prototype équipé d'un port d'injection vapeur.

En parallèle, une étude thermodynamique modulaire est entreprise pour prévoir les performances et les limites d'utilisation de ce type d'installation. Les différents éléments nouveaux de la pompe à chaleur sont dimensionnées sur la base de cette étude. Cette modélisation sera également exploitable pour les comparaisons et optimisations thermoéconomiques plus rigoureuses de pompes à chaleur mono- et biétagées.

1. Prototype NATURA AW110

Ce premier prototype utilise un compresseur à injection de vapeur. Il est construit sur les bases d'une pompe à chaleur de type NATURA AW110 fabriquée par l'entreprise SATAG Thermotechnik AG. Sa réalisation a eu lieu dans les ateliers de l'entreprise SATAG à Arbon (Suisse). Les essais, quant à eux, se sont déroulés dans la halle expérimentale du Laboratoire d'Energétique Industrielle (LENI) sur le site de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL). La photo ci-dessous présente l'installation dans la halle expérimentale.



Figure 1: Photo de l'installation dans la halle expérimentale du LENI

1.1 Cycle thermodynamique

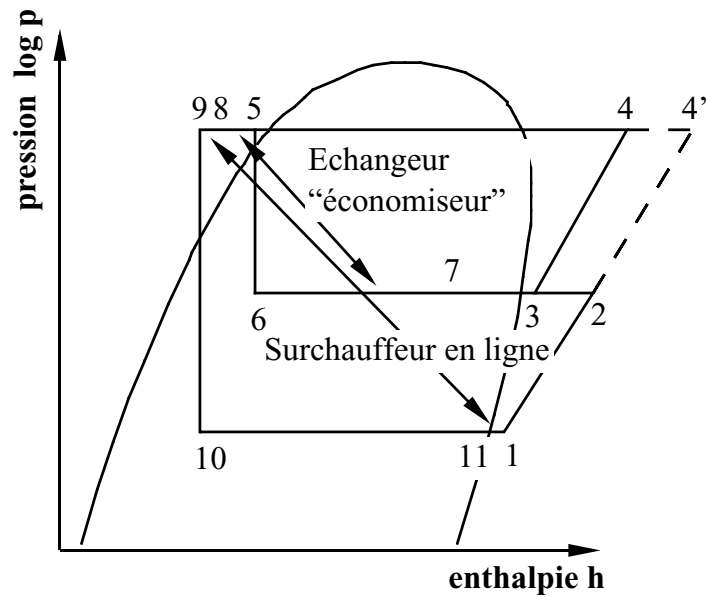


Figure 2: Cycle thermodynamique du prototype en diagramme log(P)-h

Description du cycle

La phase de compression se déroule entre le point 1 et 4. Entre le point 4 et 5 la vapeur est désurchauffée puis condensée dans le condenseur et légèrement sous-refroidie. Entre 5 et 6, une partie du fluide (a) est détendue. Un échangeur-économiseur permet de chauffer entre 6 et 7 la partie du fluide qui vient d'être détendue en refroidissant le reste du fluide (b) entre 5 et 8. Le point 7 représente l'état d'injection du fluide (a) dans le compresseur. Entre 8 et 9, la partie de fluide (b) est sous-refroidie pour permettre une surchauffe entre 11 et 1 du fluide (b) issu de l'évaporateur. Entre 9 et 10, le fluide est détendu à travers la vanne principale de détente. Puis entre 10 et 11 le fluide passe à travers l'évaporateur.

Les points utilisés pour la figure 2 sont identiques à ceux de la figure 3 qui présente l'installation de manière simplifiée.

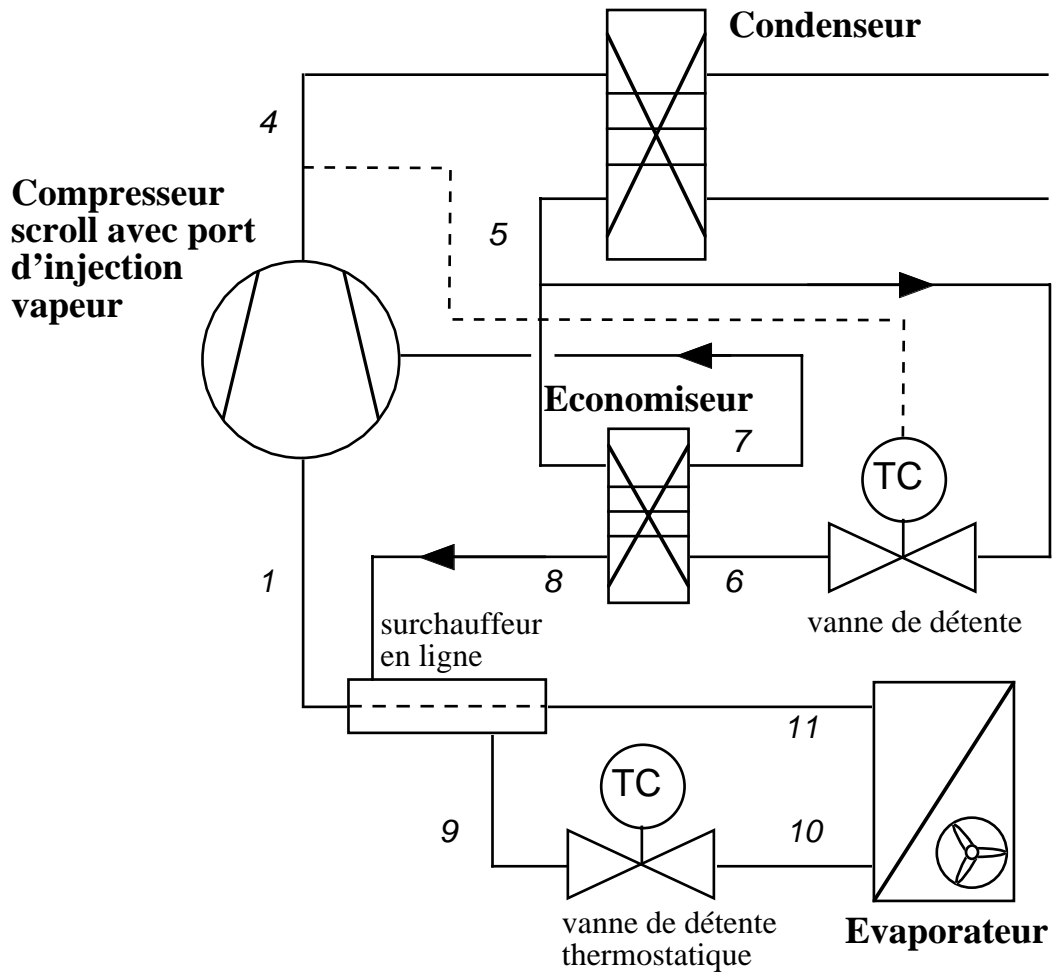


Figure 3: Schéma du prototype NATURA AW110

1.4 Compresseur à port d'injection vapeur

La solution à vrai économiseur vapeur, par opposition aux compresseurs à simple port d'injection liquide existant actuellement, doit permettre la réalisation d'une pompe à chaleur particulièrement performante à haut rapport de pression et moins onéreuse qu'une solution biétagée à deux compresseurs.

La vapeur provient d'un premier étage de détente et est injectée en cours de compression dans un compresseur rotatif de type scroll. Ce type de cycle bien connu dans le domaine des compresseurs à double vis à plus haute puissance n'a, à notre connaissance, jamais été appliqué sur des compresseurs scrolls de petite puissance en dehors d'une injection liquide de refroidissement.

1.4.1 Compresseur (généralités)

Le compresseur utilisé pour ce prototype est un Scroll hermétique. Ce type de compresseur a un haut rendement volumétrique sur toute l'enveloppe d'application, grâce à des jeux minimums entre les surfaces des spirales et entre l'extrémité d'une spirale et la base de la spirale opposée. Comme pour les double-vis, les unités Scroll permettent de réduire au minimum le volume mort et donc toute réexpansions du gaz. L'absence de clapets à l'admission et au refoulement permet de réduire les pertes de charge et le mouvement de compression du gaz est continu et progressif en tout cas en régime adapté. Le bruit de fonctionnement s'en trouve également diminué. L'absence de ligne de fuite directe entre les chambres d'aspiration et de refoulement permet de réduire les fuites internes qui peuvent être particulièrement négatives sur le rendement volumétrique en présence de liquide notamment.

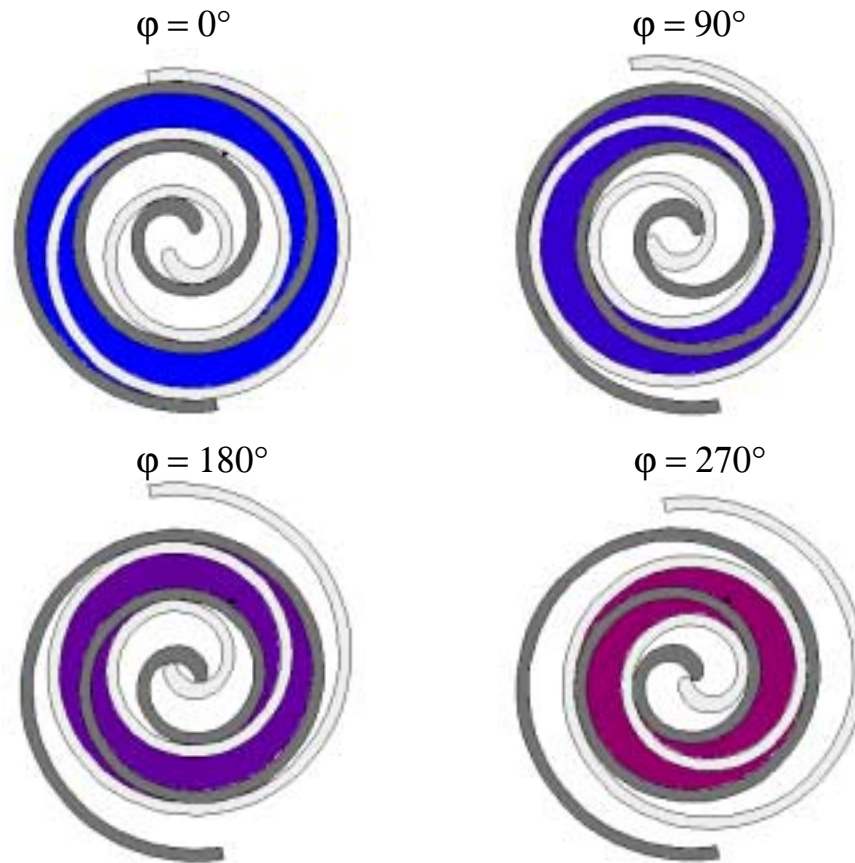
1.4.2 Injection vapeur

L'utilisation de l'injection de vapeur en cours de compression permet principalement de limiter la température des gaz refoulés et d'augmenter le débit de réfrigérant au condenseur donc la puissance chaude sans avoir à recomprimer cette vapeur sur tout le rapport de pression. L'injection s'effectue dans les deux chambres de la spirale, sans influencer l'aspiration.

A l'aide du logiciel GEOSROLL¹ développé au LENI, il est possible de visualiser la position d'orifices d'injection et de réaliser des simulations de fonctionnement. Actuellement, la géométrie ainsi que la position des orifices d'injection ne sont pas connues. On peut supposer une position arbitraire de ces orifices et faire une préanalyse de sensibilité sur l'emplacement relatif ainsi que sur leurs dimensions. En l'absence de données précises à cet égard, une première approche utilise une géométrie supposée (figure 5). Les trous d'injection doivent être placés de manière à ne pas être ouverts sur les chambres de travail avant que la fermeture de sections de

1. Description mathématique de la géométrie scroll; R.Zanelli ; Rapport LENI n°93.10
Logiciel Géoscroll Guide D'utilisation; R.Zanelli ; Rapport LENI n°93.11

communication avec les ports d'admissions ne soient fermées, et ne plus être ouverts sur les chambres de travail qui s'ouvrent sur le port de refoulement.



**Figure 5: Evolution de l'ouverture d'un trou d'injection en phase de compression.
Simulation par GEOSROLL**

La figure 5 présente quatre positions différentes des volutes en cours de compression. On visualise l'ouverture et la fermeture d'un des deux orifices d'injection sur les chambres de travail. Il apparaît que les ports d'injection restent ouverts sur les chambres de travail sur 3/4 de tour de la phase de compression et ceci indépendamment de la position de ces dernières. Il semble donc nécessaire de maintenir une pression intermédiaire suffisamment haute pour éviter les refoulements de vapeur en cours de compression.

Dans la phase d'étude théorique de ce compresseur, la connaissance de la géométrie des volutes permettra de tracer l'évolution du volume des chambres de travail et de la pression au sein de ces dernières en fonction de l'angle de l'arbre. La position et la géométrie des orifices d'injection permettra de modéliser l'écoulement au cours de l'injection pour différentes conditions de fonctionnement.

1.4.3 Compresseur (données)

Les caractéristiques géométriques internes du compresseur ne sont pas connues pour les orifices d'injection. L'étude théorique sera donc principalement axée sur un point de vue externe au compresseur dont les caractéristiques utiles sont indiquées ci-dessous.

Données constructeur :

Cylindrée = 67.12 cm³ (4.096 Cu In.)

Rapport de volume = 2.508

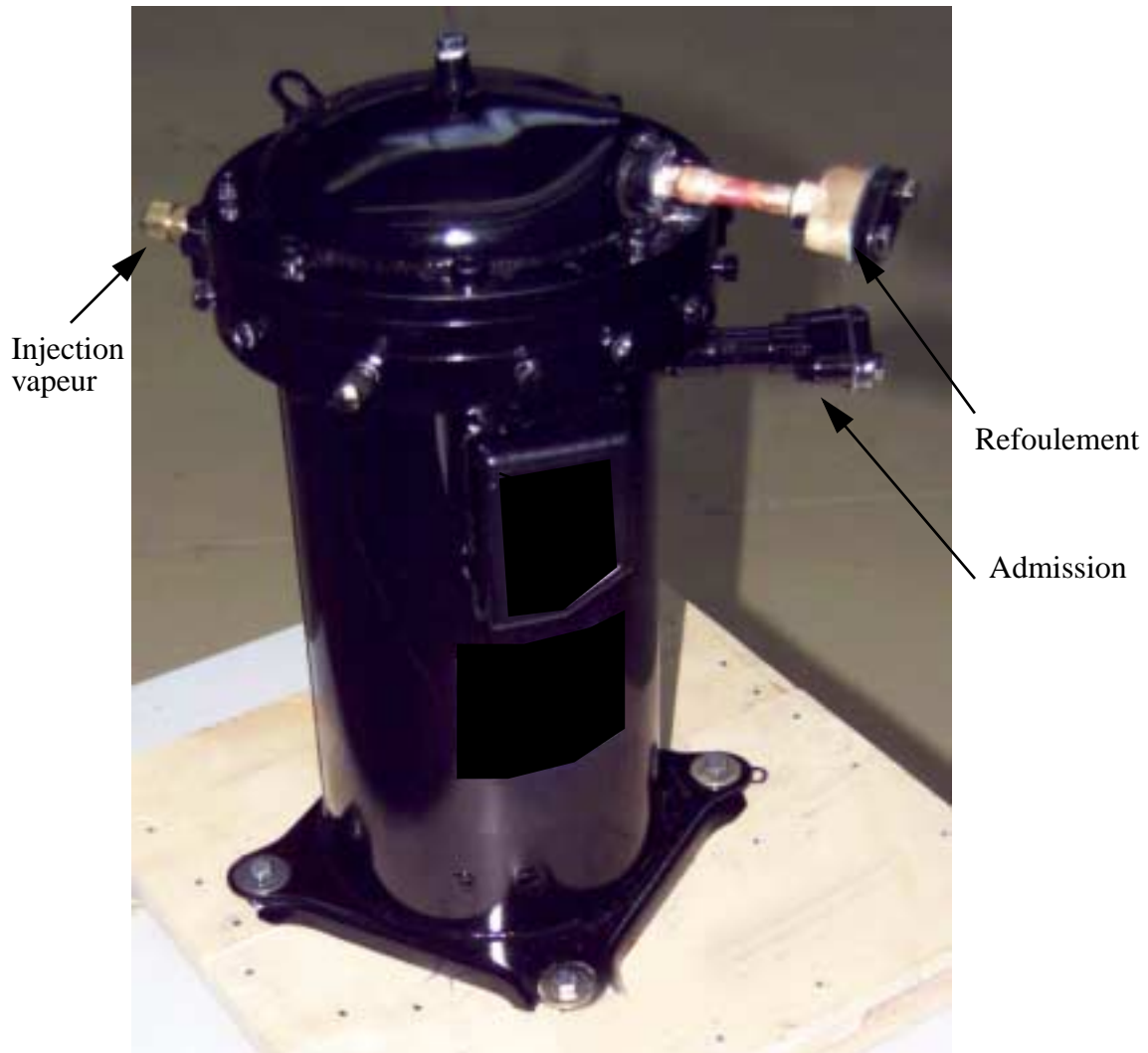


Figure 6: Compresseur avec port d'injection vapeur

1.5 Capteurs et Système de mesure

Le système de mesure et d'acquisition des données est constitué d'un ensemble de capteur, de convertisseurs, d'une station Hewlett Packard et d'un ordinateur équipé du logiciel Labview. L'ensemble de ces éléments ainsi que leur fonctionnement sont décrits ci-dessous. La liste des capteurs avec leurs différents paramètres d'étalonnages et caractéristiques se trouvent en annexe A.1.

1.5.1 Thermocouples

Les températures sont mesurées avec des thermocouples de type K étalonnés à l'aide d'un thermocouple à quartz et d'un bain thermostatique de marque Lauda. Les thermocouples ont été étalonnés sur la plage de température qu'ils sont susceptibles d'avoir à mesurer. Par exemple, ceux destinés à la température de l'eau du condenseur ont été étalonnés entre +20°C et +65°C.

Pour la mesure de la température de l'air et de l'eau en entrée et en sortie de la PAC, trois mesures sont effectuées sur une même section de la canalisation. La moyenne des trois valeurs donne la valeur de la température pour l'endroit indiqué. Sur le circuit d'eau, la vitesse de circulation ainsi que les mélangeurs placés en amont des points de mesure nous permettent d'avoir des valeurs identiques avec une précision supérieure au dixième de degré sur les trois mesures d'une même section.

Sur le circuit de réfrigérant, les thermocouples sont au contact de la paroi de la canalisation et l'ensemble est isolé des perturbations thermiques ambiantes.

1.5.2 Capteurs de pression

Les différences de pression sont mesurées à l'aide de capteur différentiel Furness FCO40. Un des deux capteurs est connecté de manière à obtenir après calcul la mesure du débit d'air (cf. annexe A.2) et le second est connecté de part et d'autre de l'évaporateur de manière à observer le niveau de givrage de ce dernier.

L'étalonnage de ces capteurs s'effectue avec un manomètre à colonne d'eau

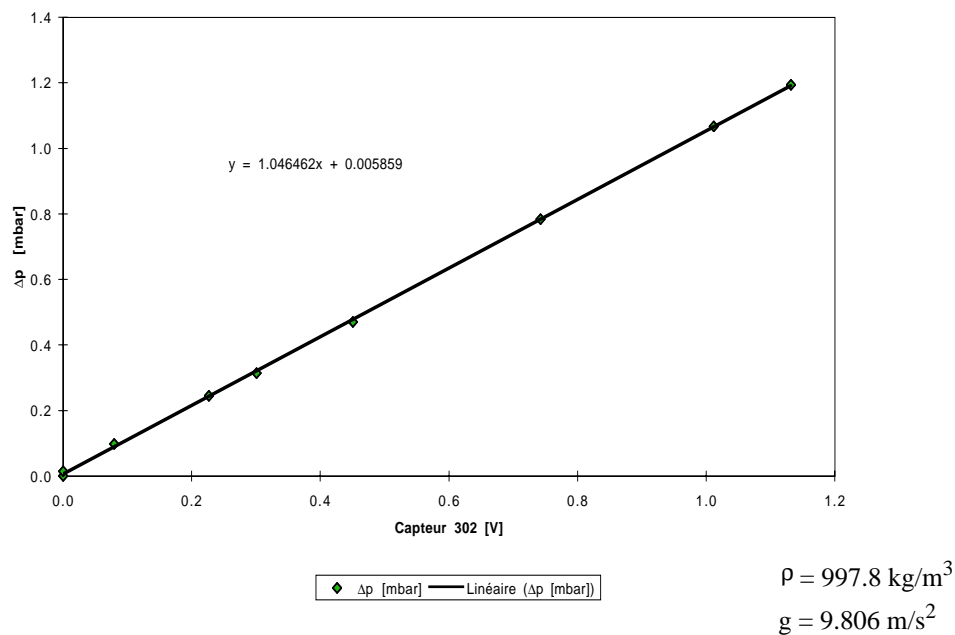


Figure 7: Courbe d'étalonnage du capteur différentiel de pression

Les pressions absolues sont mesurées à l'aide de capteurs piézo-résistifs de marque Kistler. Ils permettent de mesurer des pressions absolues statiques et dynamiques. Grâce à leur fréquence propre élevée, ils permettent aussi la mesure de pointes de pression de très courtes durées. Ceci est utilisé pour la visualisation des phénomènes d'injection de vapeur sur l'étagé à pression

intermédiaire. L'étalonnage des trois différents capteurs a été effectué sur la gamme de pression qu'ils sont susceptibles d'avoir à mesurer.

Pression intermédiaire

La mesure de la pression à l'étage de détente intermédiaire (avant l'injection) est réalisée de deux façons. Une première mesure est réalisée de manière statique et intègre les valeurs mesurées sur plusieurs secondes. Cette mesure détermine la pression intermédiaire absolue statique.

Une deuxième mesure est réalisée de manière dynamique durant un cycle d'injection. Elle permet la détermination exacte de la fréquence de rotation du compresseur ainsi que l'observation de nombreux phénomènes présent durant la phase d'injection (figure 8).

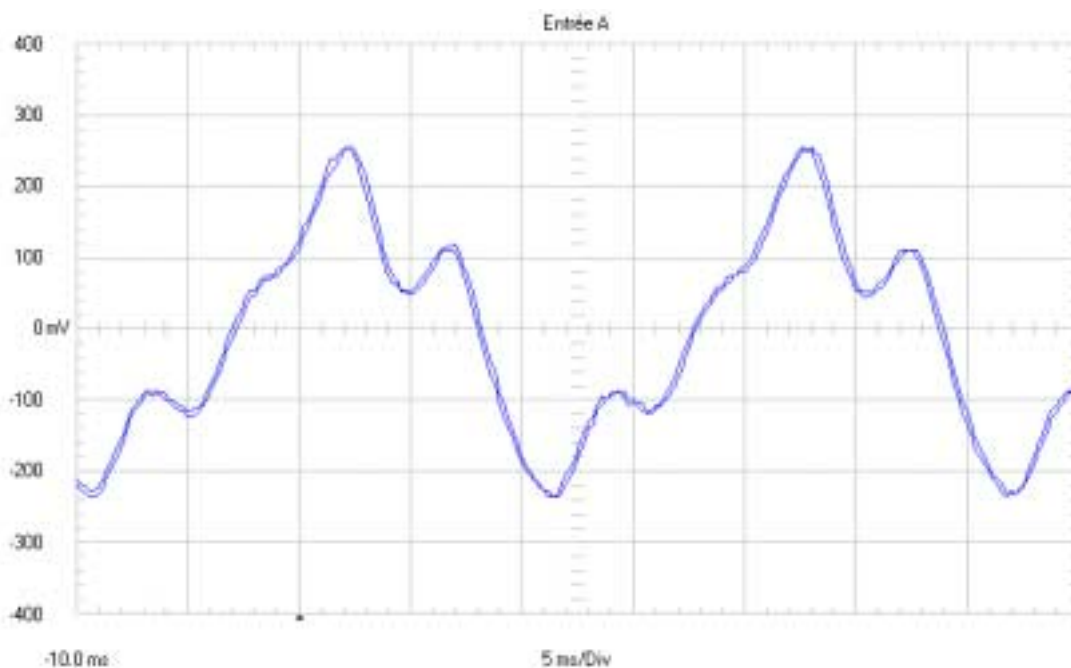


Figure 8: Mesure dynamique de la pression intermédiaire pour le point A-12/W50 (15.7 g/s injectés)

Pour l'exemple présenté sur la figure 8, la fréquence de rotation du moteur électrique du compresseur est de 2890 tr/min et l'amplitude des variations de pression est de plus ou moins 0.45 bar par rapport à la valeur moyenne qui est de 5.07 bar. On peut visualiser les chocs causés par le passage des volutes devant les orifices d'injection. Une étude plus fine des différents phénomènes est prévue pour une seconde phase du projet et complétera l'analyse théorique du compresseur.

1.5.3 Débitmètre

Les débitmètres massiques (K-20 et K-100) sont des K-Flow utilisant les principes des forces de Coriolis. Ils sont paramétrés pour mesurer le débit de réfrigérant entre 0 et 120 g/s ainsi que sa densité. Un troisième débitmètre de type K-250 est connecté au circuit d'eau du condenseur et réalise la mesure du débit de ce dernier.

L'étalonnage est réalisé en forçant la sortie du K-Flow à 0 puis à pleine échelle. On enregistre les tensions mesurées et on établit une relation linéaire passant par ces deux points en fonction de la plage de mesure introduite dans l'appareil.

Le débit d'air est mesuré par différence de pression au borne d'un débitmètre Barcolair HQM3. L'annexe A.2 présente les relations qui permettent de calculer le débit d'air en fonction de la différence de pression mesurée. Pour la PAC Natura AW110, le débit d'air sera proche de 3600 m³/h.

1.5.4 Hygromètre

L'humidité relative de l'air est mesurée en entrée de PAC par un capteur inductif Rotronic Hygromer.

1.5.5 Wattmètre

Les deux wattmètres Norma D5255s sont câblés pour mesurer la puissance électrique consommée par l'ensemble de l'installation et par le compresseur seul.

L'étalonnage est réalisé en forçant la sortie à 0 kW puis à 10kW (pleine échelle). On enregistre les tensions mesurées et on établit une relation linéaire entre ces deux points.

L'ensemble de ces capteurs fournissent un signal en tension dont la mesure est réalisée par les cartes d'acquisition de la station HP. Ces signaux sont transmis à l'ordinateur par système GPIB. Le logiciel Labview permet la lecture et le stockage de ces valeurs et leur interprétation.

2. Essais et mesures

2.1 Conditions d'essai

2.1.1 Généralités

Les mesures prises pour le test du prototype permettent d'entrée dans le cadre des normes EN255.

Pour toute la série de mesure, la température de l'air doit être stable à plus ou moins 0.3°C par rapport à la valeur de la consigne. Pour la température de l'eau en sortie de condenseur une variation de plus ou moins 0.5°C est tolérée par rapport à la valeur de la consigne. Cette tolérance est suffisante pour accepter les variations dues aux instabilités de la vanne de détente principale.

Pour les mesures sans dégivrage, la consigne pour l'humidité relative de l'air est réglée au minimum, la fonction de dégivrage est annulée et on vérifie que la différence de pression à l'évaporateur n'augmente pas de plus de 30% par rapport à la valeur sans givre. Dans ces limites, on n'observe pas de différence notable sur les performances de l'évaporateur. Cette condition permet de garder la puissance électrique consommée par le ventilateur constante à plus ou moins 5%.

Dans un premier temps, les débitmètres n'ont pas été connectés au circuit de réfrigérant et une première série de mesure a été réalisées. Ceci permet d'établir l'influence de la présence des débitmètres sur le circuit. Pour le point A2/W50, les résultats des mesures avec et sans débitmètres sont présentés dans le tableau ci-dessous. La présence des débitmètres ne modifie pas la puissance chaude et diminue le COP de moins de 1%.

Injection	Débitmètre	Te_air [°C]	Ts_eau [°C]	Puissance chaude [kW]	Puissance électrique [kW]	Coefficient de performance (COP)	Rendement exergétique à Ta=Te_air COP/COPth
non	oui	1.79	50.01	10.29	3.59	2.87	42.8%
non	non	1.82	49.99	10.29	3.62	2.84	42.3%

2.1.2 Conditionnement de l'air pour l'entrée de la PAC

La température de l'air est régulée par un ensemble de conditionnement d'air et une chambre froide. Une conduite isolée et souple achemine l'air jusqu'à la PAC. Le système de ventilation propre au groupe de conditionnement de l'air est réglé de manière à compenser uniquement ses propres pertes de charge. Il ne peut donc pas influencer la circulation de l'air au travers de l'évaporateur et risquer de perturber les mesures en modifiant la puissance électrique consommée par le ventilateur.

L'humidité relative est réglée par l'humidificateur du groupe de conditionnement de l'air. Il est réglé au minimum pour les mesures sans dégivrage et à 93% d'humidité relative pour les séries avec dégivrage.

2.1.3 Points de mesure

L'ensemble des paramètres caractérisant les différents éléments de la PAC, sont mesurés pour :

- des température d'air (A) de -12°C , -7°C , 2°C et 7°C
- des températures d'eau en sortie de condenseur (W) de 50°C , 60°C et 65°C

Chacun de ces couples est mesuré sans injection puis pour différentes valeurs d'injection. Pour les points les plus extrêmes (par exemple : A-12/W60) la mesure sans injection n'est pas possible car la température des gaz en sortie de réfrigérant atteint ou dépasse la limite fixée à 130°C .

2.1.4 Méthode de dépouillement des mesures

Pour l'ensemble des mesures, on observe une oscillation plus ou moins importante suivant les points de la vanne de détente principale qui rappelons-le est de type thermostatique courante. Cette instabilité entraîne des variations pour un grand nombre de paramètres de l'installation. On observe en effet une forte variation du débit principal autour de la valeur moyenne. La figure 10 montre l'évolution du débit principal et la figure 9, la température du réfrigérant en entrée de compresseur pour une durée d'acquisition de 14 min.

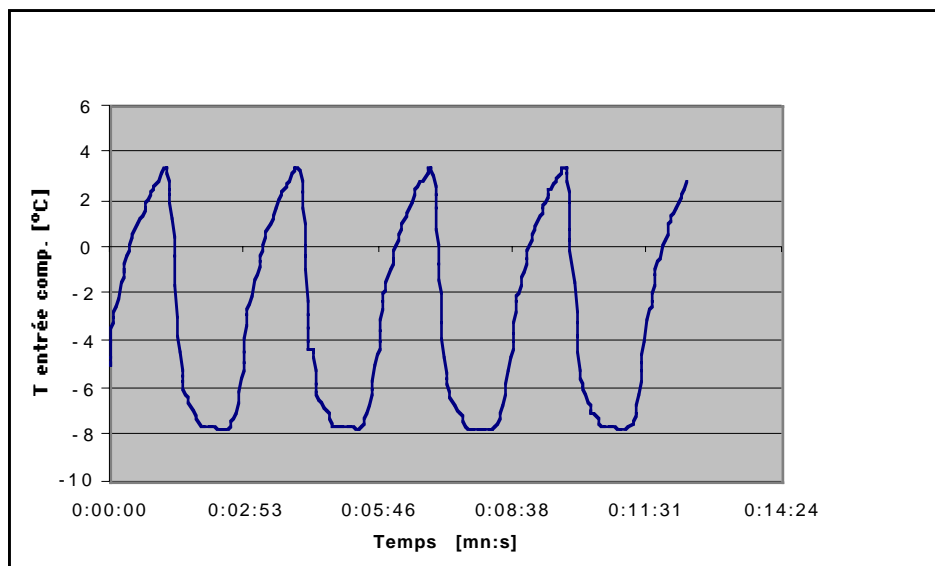


Figure 9: Evolution de la température du réfrigérant en entrée de compresseur en fonction du temps pour le point A-7/W50 sans injection

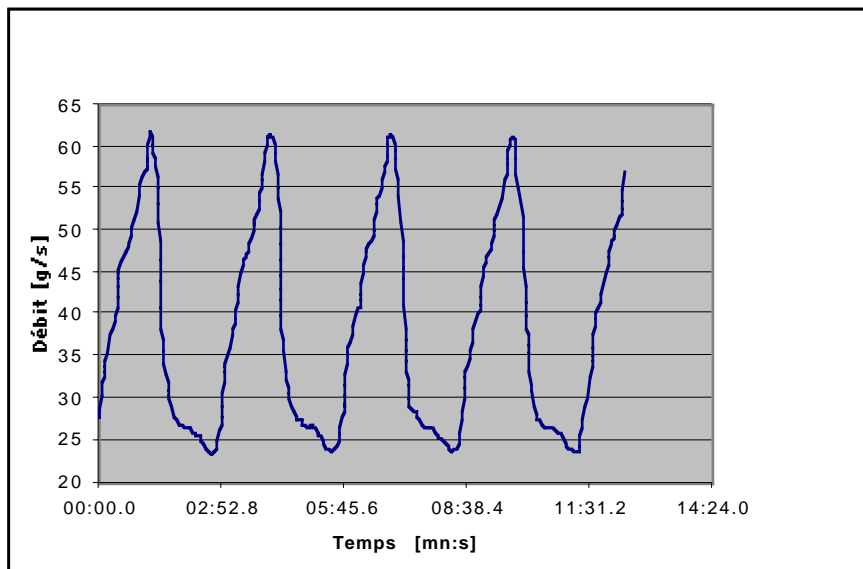


Figure 10: Evolution du débit de réfrigérant en entrée de compresseur en fonction du temps pour le point A-7/W50 sans injection

Pour l'ensemble des analyses et études qui suivent, les valeurs prises en compte sont les moyennes sur au moins deux cycles complets des paramètres considérés. Pour annuler ces oscillations et améliorer le fonctionnement global de l'installation, une possibilité est de remplacer la vanne actuelle par une vanne de détente électronique.

2.1.5 Cas particulier du débit injecté

Pour de nombreux points, le réfrigérant en sortie de condenseur n'est pas assez sous-refroidi pour permettre une mesure correcte sur du débit à travers le débitmètre K-Flow. La présence de bulle de gaz, observée visuellement sur le voyant placé à cet effet, empêche la mesure du débit sur l'intégralité du cycle. En effet les oscillations de la vanne de détente principale font varier le sous refroidissement entre 0°C et 4°C. La figure 11 présente la mesure de la densité du réfrigérant en sortie de condenseur (mesure effectuée avec le K-Flow placé en sortie de condenseur) et permet de visualiser le passage dans le domaine biphasique. Pour pallier à ce problème, une solution serait de sous refroidir d'abord l'ensemble du flux en passant par l'échangeur puis de séparer les flux pour l'injection de celui de l'admission. Actuellement, la séparation se fait avant le passage dans l'échangeur. Une étude expérimentale¹ réalisée par le LENI sur une autre PAC montre que cette solution ne modifie pas substantiellement les performances de l'installation mais pour des raisons de délais, cette modification technique n'est pas envisagée sur ce premier prototype.

1. Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren; M.Zehnder, D.Favrat, E.Zahnd, J.Cizmar, D.Trüssel ; Office Fédéral de l'Energie, avril 2000

Le débit injecté est calculé par soustraction des deux débits mesurés mais uniquement sur le domaine où l'on possède une mesure du débit en sortie du condenseur. Pour l'ensemble des points traités dans cette étude ce domaine représente au moins 75% du temps réel d'un cycle.

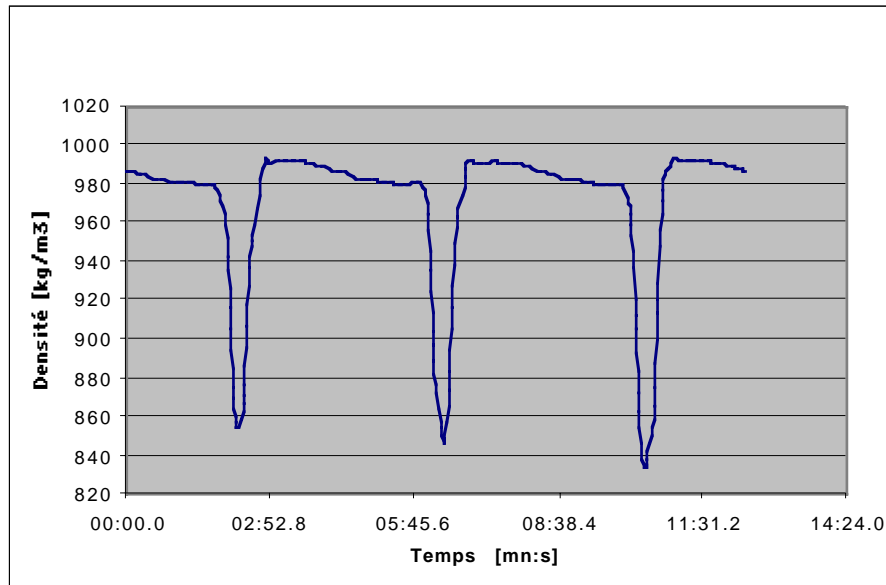


Figure 11: Evolution de la densité du réfrigérant en sortie de condenseur pour le point de mesure A-7/W60 avec injection

2.2 Résultats expérimentaux

2.2.1 Coefficient de performance (COP)

Les figures qui suivent représentent l'évolution du COP de l'installation en fonction de la masse injectée pour une température d'eau en sortie de condenseur de 50°C, 60°C et 65°C. Le COP est calculé de manière externe à l'installation et prend en compte l'ensemble des éléments électriques (équation 1). L'incertitude relative est inférieure à 0.5% (cf. annexe II).

$$\text{COP}_{ext} = \frac{\dot{M}_{eau} \cdot c_{eau} \cdot (T_{\text{sortie condenseur}} - T_{\text{entrée condenseur}})}{\dot{E}_{\text{totale}}} \quad \text{Equation 1}$$

Le débit d'eau est en [kg/s], la chaleur spécifique de l'eau en [J/kg.K], les températures sont en [K] et la puissance électrique totale \dot{E}_{totale} en [W]. La variation de la chaleur spécifique de l'eau est considérée et calculée en fonction de la moyenne des températures entre l'entrée et la sortie du condenseur.

La puissance électrique est principalement consommée par le compresseur (93%) et par le ventilateur (7%). Le ventilateur consomme une puissance qui dépend de l'état de givrage de l'évaporateur. Dans le cas le plus défavorable, avant un cycle de dégivrage, sa puissance augmente de 10% par rapport à sa valeur nominale. En moyenne, sans givrage, la puissance du ventilateur est de 300 W pour un débit d'air de 3600 m³/h.

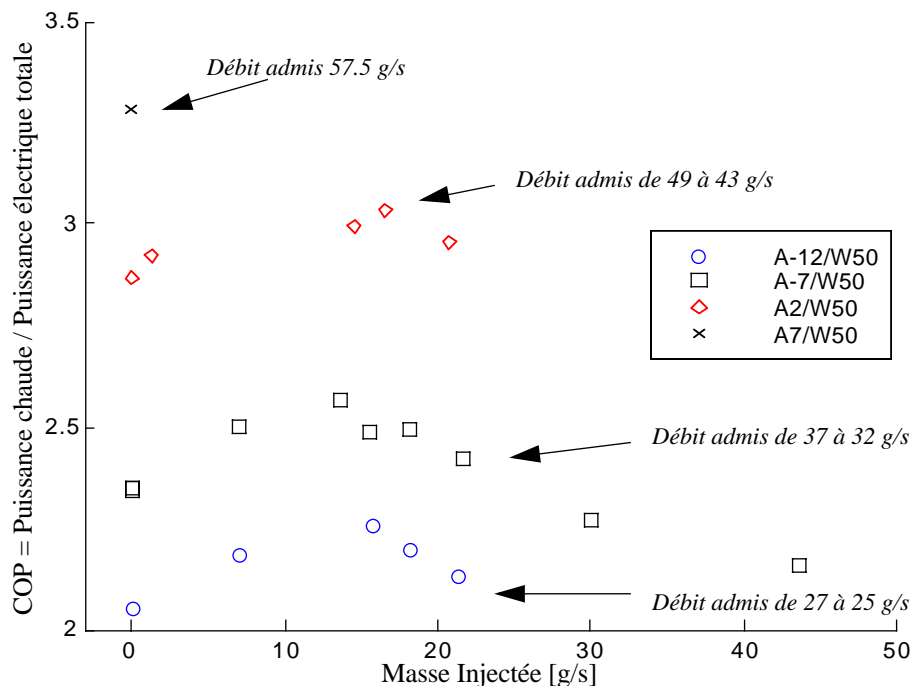


Figure 12: COP externe en fonction de la masse de réfrigérant injectée au point W50

Le gain apporté par une injection optimale par rapport au cas sans injection diminue avec l'augmentation de la température d'air ambiante. Il est proche de 10% aux points A-12 et A-7 et est de 6% au point A+2.

Le débit admis indiqué est celui mesuré en entrée de compresseur. La première valeur correspond au point le plus à gauche (faible masse injectée) tandis que la deuxième au point le plus à droite (masse injectée importante). On remarque que le débit aspiré diminue toujours avec l'augmentation de la masse injectée.

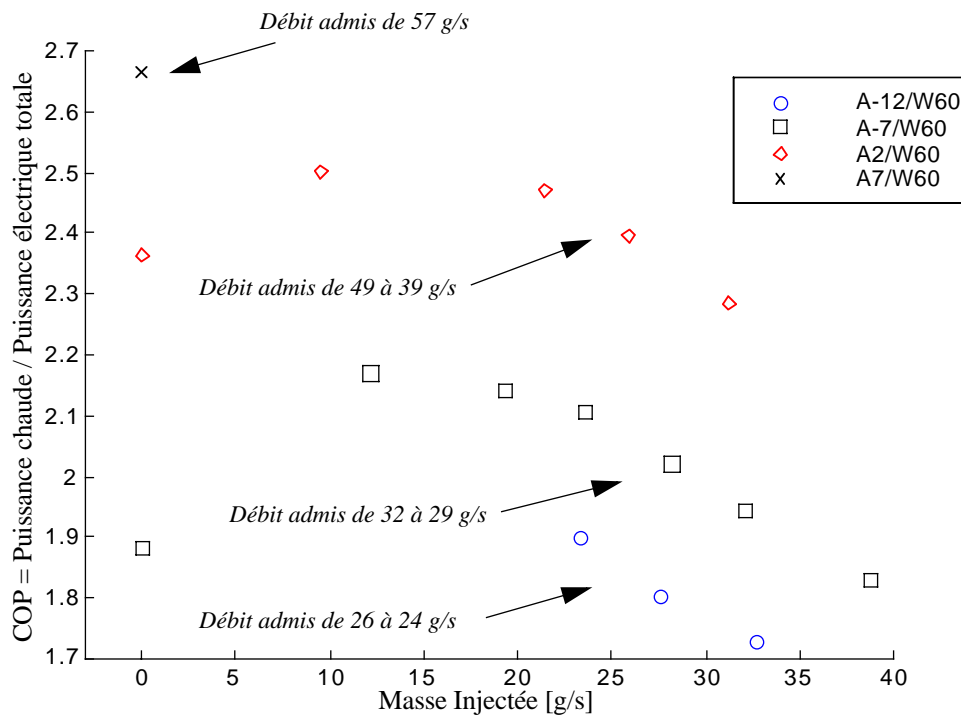


Figure 13: COP externe en fonction de la masse de réfrigérant injectée au point W60

Le gain apporté par l'injection est notable dès les premiers grammes injectés. On passe par un optimum pour une masse injectée proche de 15 g/s ce qui correspond à environs 40 % du débit aspiré. Au-delà de cet optimum, une augmentation du débit injecté diminue le COP de l'installation. Le gain apporté par une injection optimale par rapport au cas sans injection est de 15% au point A-7 et de 8% au point A2. Cette optimum est à nouveau peu sensible aux variations de débit injecté tant qu'il reste compris entre 10 et 20 g/s.

Grâce à l'injection, on peut également obtenir un fonctionnement de la PAC au point A-12/W60 sans que la température des gaz en sortie de compresseur ne dépasse la limite de 130°C. Un débit injecté plus faible est possible et permettrait d'augmenter encore le COP sans que la limite de 130°C ne soit atteinte comme le montre la figure 18 qui présente la température en sortie de compresseur en fonction du débit injecté.

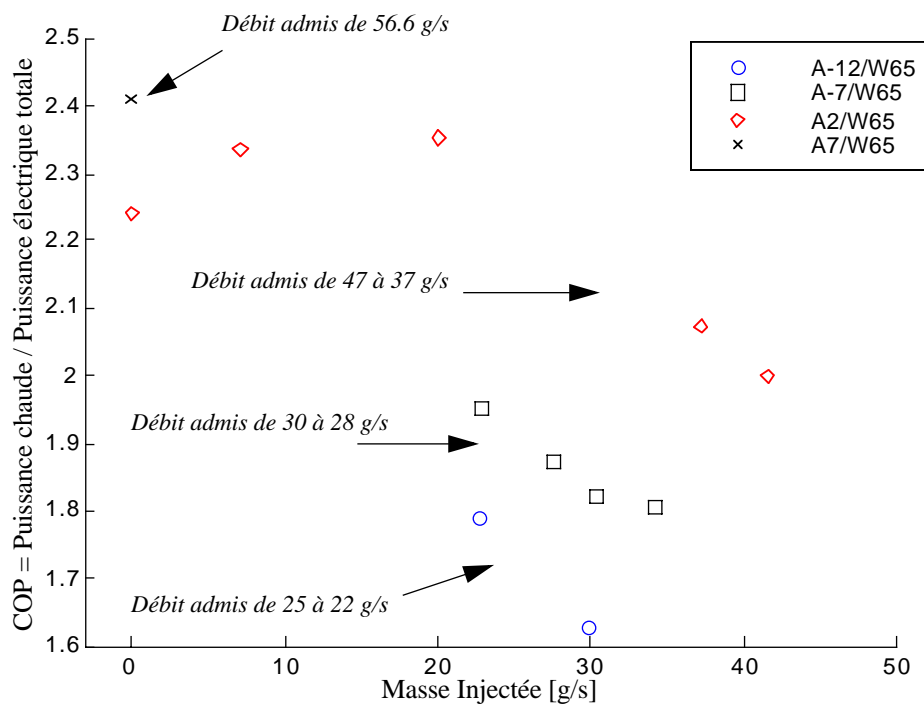


Figure 14: COP externe en fonction de la masse de réfrigérant injectée au point W65

Un fonctionnement de la PAC au point W65 n'est pas possible sans injection avec des températures d'air ambiant négatives. Le fonctionnement optimal est à nouveau atteint pour un débit injecté proche de 15 g/s pour le point A2. Avec des températures d'air plus basse, la limite est fixée par la température des gaz en sortie de compresseur. Le COP du point A-12/W65 peut encore être amélioré en diminuant la masse injectée car la température limite n'est pas encore atteinte pour un injection de 22 g/s comme le montre la figure 19 qui présente la température en sortie de compresseur en fonction du débit injecté.

Cependant, la température de l'air ambiant pour les points A-12 n'a pas pu être stabilisée à -12°C avec la même précision que celle obtenue pour les autres points. Elle reste néanmoins toujours comprise entre -10.5°C et -12°C . Ces températures correspondent à la limite de fonctionnement de l'ensemble de conditionnement de l'air pour de longue durée.

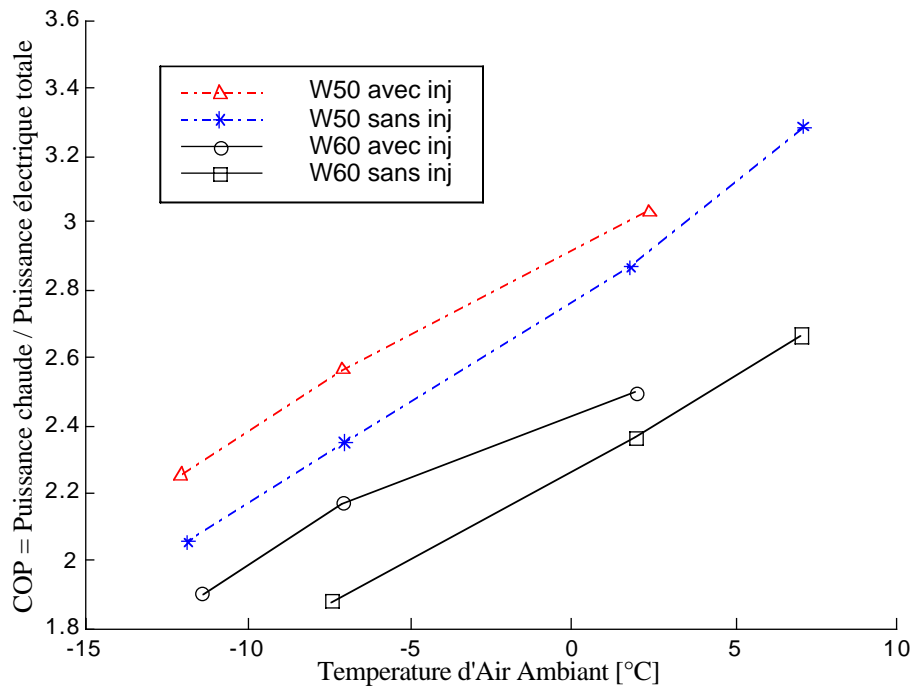


Figure 15: COP externe en fonction de la température d'air ambiant pour un débit injecté optimum à W60 et W50

La figure 15 permet de comparer le COP de l'installation pour un fonctionnement sans injection et un fonctionnement à débit injecté optimal. Comme remarqué précédemment, le gain apporté par l'injection augmente avec la diminution de la température de l'air et avec l'augmentation de la température de l'eau en sortie de condenseur. Il est en moyenne de 13% sur le domaine commun de température. Les performances des points mesurés avec injection peuvent encore être améliorées par une diminution de la masse injectée.

La figure 13 présente le COP de l'installation sans la prise en compte des éléments électriques annexes au compresseur (équation 2).

$$\text{COP} = \frac{\dot{M}_{\text{eau}} \cdot c_{\text{eau}} \cdot (T_{\text{sortie condenseur}} - T_{\text{entré condenseur}})}{\dot{E}_{\text{compresseur}}} \quad \text{Equation 2}$$

Le débit d'eau est en [kg/s], la chaleur spécifique de l'eau en [J/kg.K], les températures sont en [K] et la puissance électrique du compresseur en [W]. La chaleur spécifique de l'eau est calculée en fonction de la moyenne des températures entre l'entrée et la sortie du condenseur.

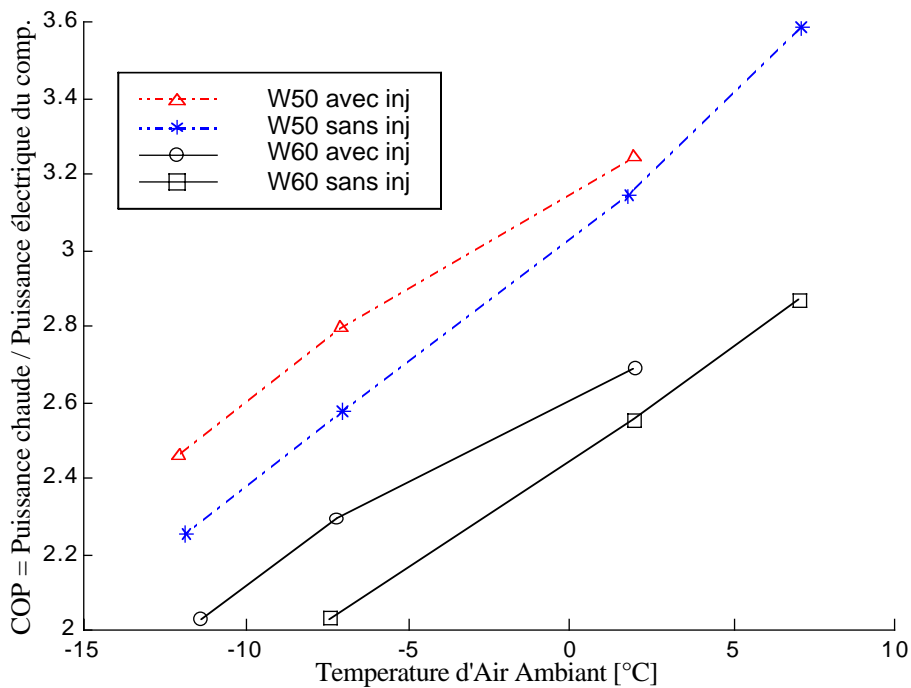


Figure 16: COP en fonction de la température d'air ambiant pour un débit injecté optimal

La puissance consommée par les éléments annexes est stable sur tout le domaine de température étudié car les mesures sont effectuées sans dégivrage et le principal élément annexe est le ventilateur dont la variation de puissance électrique dépend essentiellement de l'état de givrage de l'évaporateur.

2.2.2 Température de refoulement de compresseur

Cette température représente un point limitatif pour le fonctionnement de l'installation. En effet, elle est limitée à 130°C en sortie de compresseur pour préserver la durée de vie de ce dernier et donc de l'installation. La précision de mesure est de 0.1°C (cf. annexe II).

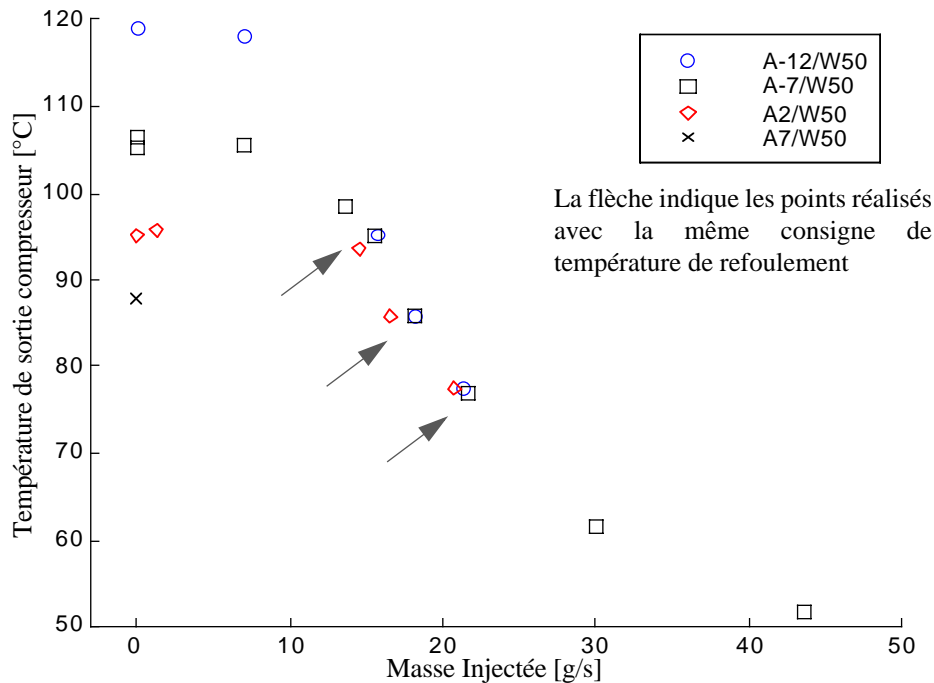


Figure 17: Température des gaz en sortie de compresseur à W50

La température de refoulement est peu ou pas influencée par l'injection quand elle est inférieure à 10 g/s. Pour ces faibles débits la dimension de l'échangeur économiseur fait que la vapeur est injectée à une température proche de celle des gaz issus de l'admission et le refroidissement des gaz en cours de compression est donc négligeable.

Pour une injection supérieure à 10 g/s, la température décroît avec la masse injectée. L'échange au sein de l'économiseur est mieux réparti et la vapeur injectée peut refroidir les gaz en cours de compression.

Lorsque l'on atteint l'injection optimale pour le COP, la diminution de la température de sortie par rapport à un fonctionnement sans injection diminue avec l'augmentation de la température de l'air en entrée d'évaporateur et est nul pour une température d'air de 2°C.

La vanne de détente électronique est réglée en fonction d'une sonde placée en sortie de compresseur et d'un potentiomètre placé sur le panneau de commande principale de la pompe à chaleur. On constate que la régulation sur la température de sortie est effective dès que le débit injecté dépasse 15 g/s. Les trois groupes de points indiqués par une flèche \rightarrow sont réalisés avec chaque fois une même température de consigne pour la vanne de détente électronique. La précision obtenue sur la température de sortie est de l'ordre du degré.

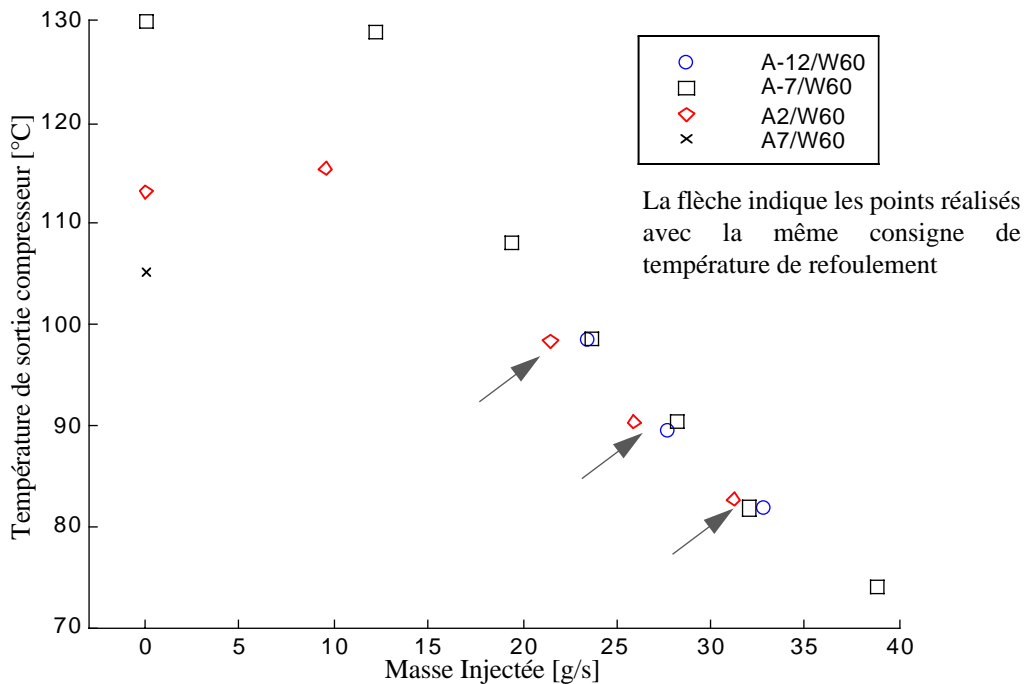


Figure 18: Température des gaz en sortie de compresseur à W60

Les températures mesurées pour le point A-12/W60 indiquent qu'il est encore possible de diminuer la masse injectée et d'obtenir ainsi un fonctionnement plus performant pour ce point. L'optimum des 15g/s n'a pas été testé pour ce point.

On constate que la régulation sur la température de sortie est effective dès que le débit injecté dépasse 20 g/s. Les trois groupes de points indiqués par une flèche \rightarrow sont réalisés avec chaque fois une même température de consigne pour la vanne de détente électronique. La précision obtenue sur la température de sortie est de l'ordre du degré. Cependant elle est différente de celle obtenue avec un même réglage mais une température d'eau différente. Cette différence peut atteindre 8 à 10°C.

Lorsque l'on atteint l'injection optimale pour le COP, le gain sur la température de sortie par rapport à un fonctionnement sans injection diminue avec l'augmentation de la température de l'air en entrée d'évaporateur.

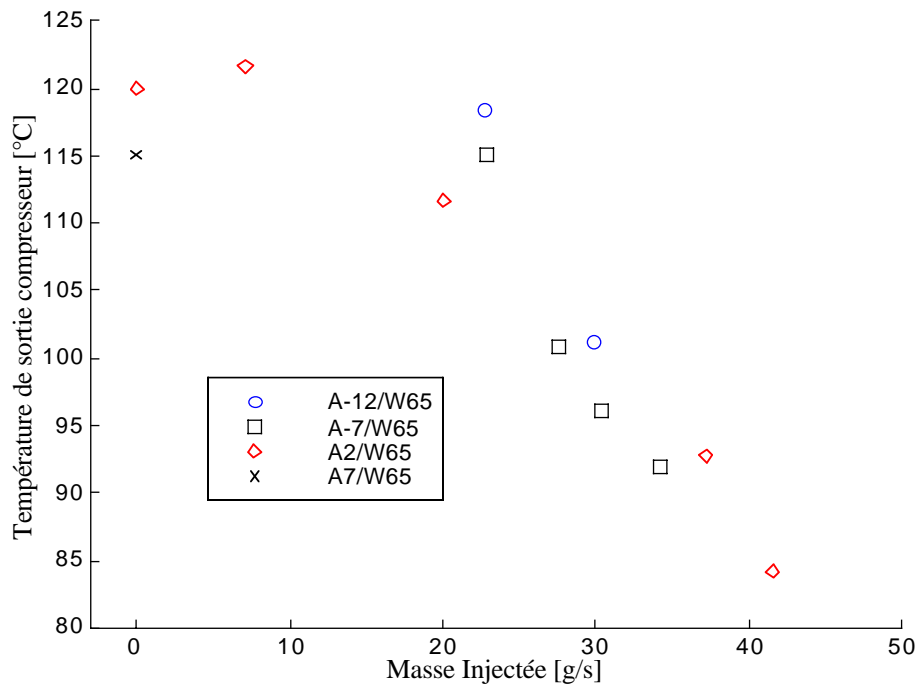


Figure 19: Température des gaz en sortie de compresseur à W65

La température des gaz est peu ou pas influencée par l'injection quand elle est inférieure à 20 g/s.

Les températures des les points A-12/W65 et A-7/W60 indiquent qu'il est encore possible de diminuer la masse injectée et d'obtenir ainsi un fonctionnement plus performant pour ce point. L'optimum des 15g/s semble ne pas pouvoir être atteint pour ces points mais une amélioration du COP est encore possible.

On constate que la régulation sur la température de sortie est effective dès que le débit injecté dépasse 25 g/s.

2.2.3 Puissance chaude

La puissance thermique délivrée par le condenseur à l'eau du circuit est mesurée avec un débit d'eau fixé à 12 l/mn et constant pour l'ensemble des mesures. L'incertitude relative sur la puissance chaude est inférieure à 0.25% (cf. annexe II).

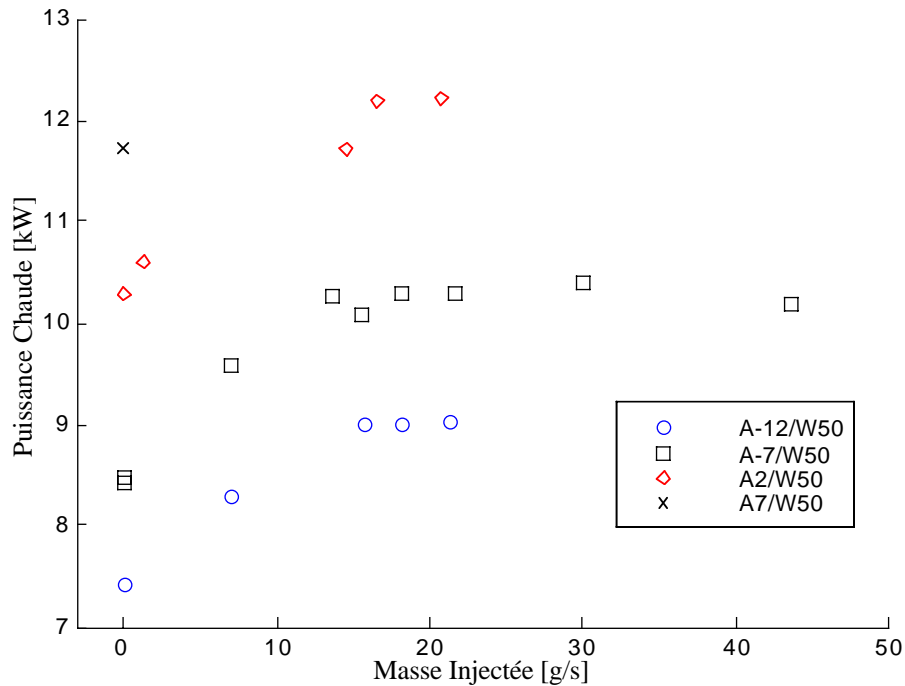


Figure 20: Puissance chaude en fonction du débit injecté à W50

La puissance thermique récupérée au condenseur augmente progressivement avec le débit injecté pour atteindre un maximum à environ 18 g/s. Pour de faible débit d'injection, le débit de réfrigérant au condenseur augmente sans que la température en sortie de condenseur ne diminue (cf. figure 17) ce qui a pour effet d'augmenter linéairement la puissance en fonction du débit injecté. Pour une injection plus importante, la puissance chaude reste constante. L'augmentation de débit de réfrigérant au condenseur est compensée par la diminution de la température des gaz en sortie de compresseur et par la perte de rendement volumétrique et isentropique due à l'injection.

Le gain apporté par l'injection augmente avec la diminution de la température de l'air et est de 19% à A2 et de 23.3% à A-7.

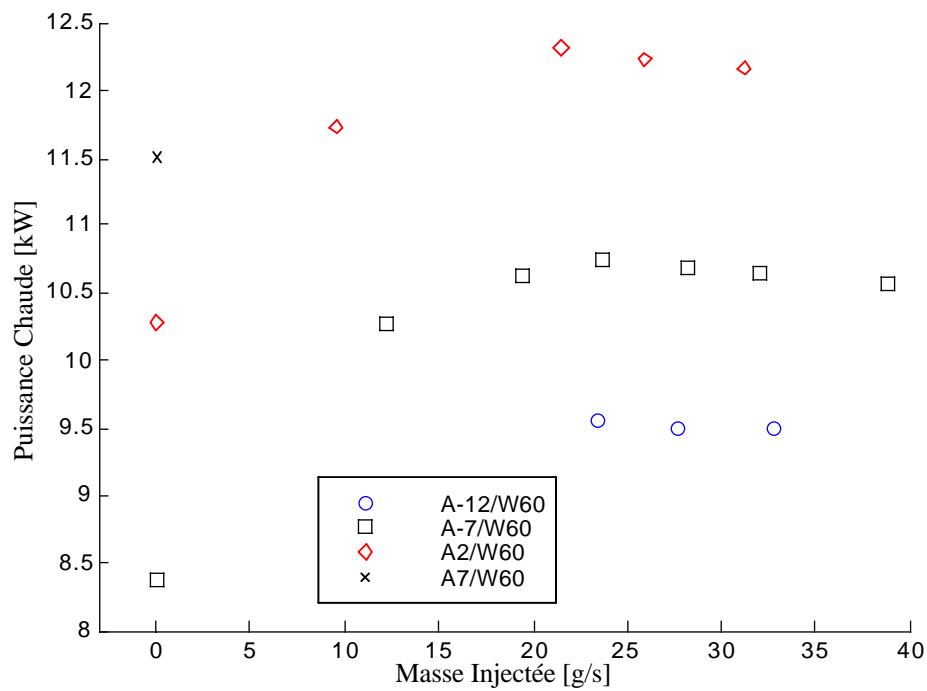


Figure 21: Puissance chaude en fonction du débit injecté à W60

La puissance thermique récupérée au condenseur augmente progressivement avec le débit injecté pour atteindre un maximum à 22 g/s ce qui est au-dessus du débit optimal pour le COP.

Le gain apporté par l'injection augmente avec la diminution de la température de l'air et est de 20% à A2 et de 28% à A-7.

Le point A-12, n'est pas réalisable sans injection.

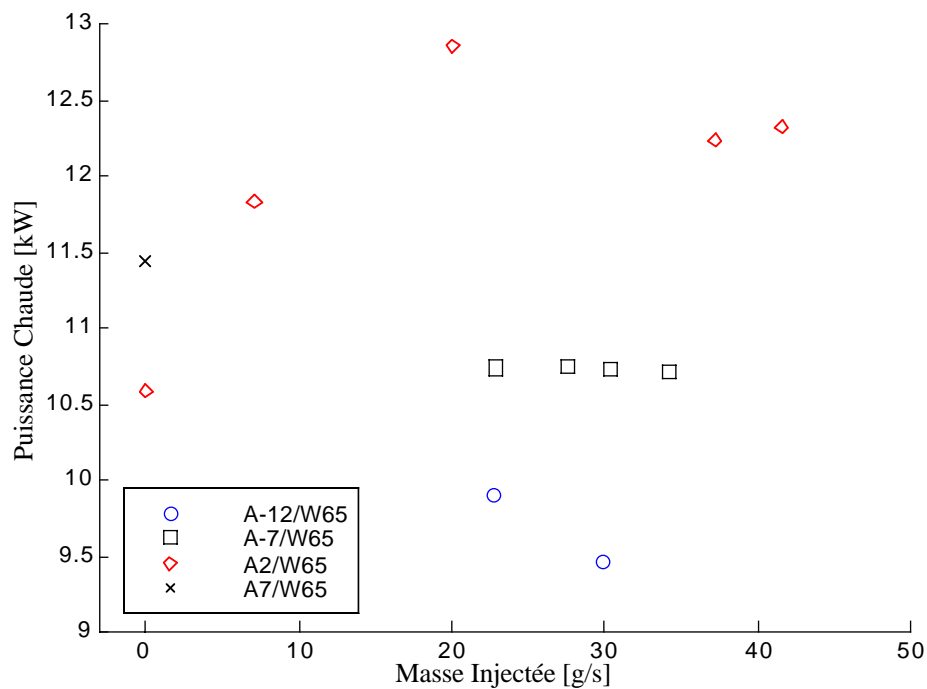


Figure 22: Puissance chaude en fonction du débit injecté à W65

La puissance thermique récupérée au condenseur augmente progressivement avec le débit injecté pour atteindre un maximum à environ 22 g/s ce qui est au-dessus du débit optimal pour le COP.

Le gain apporté par l'injection est de 21% à A2.

Les points A-7 et A-12, ne sont pas réalisables sans injection mais une amélioration est possible pour le point A-12/W65 qui est mesurable avec un débit injecté plus faible.

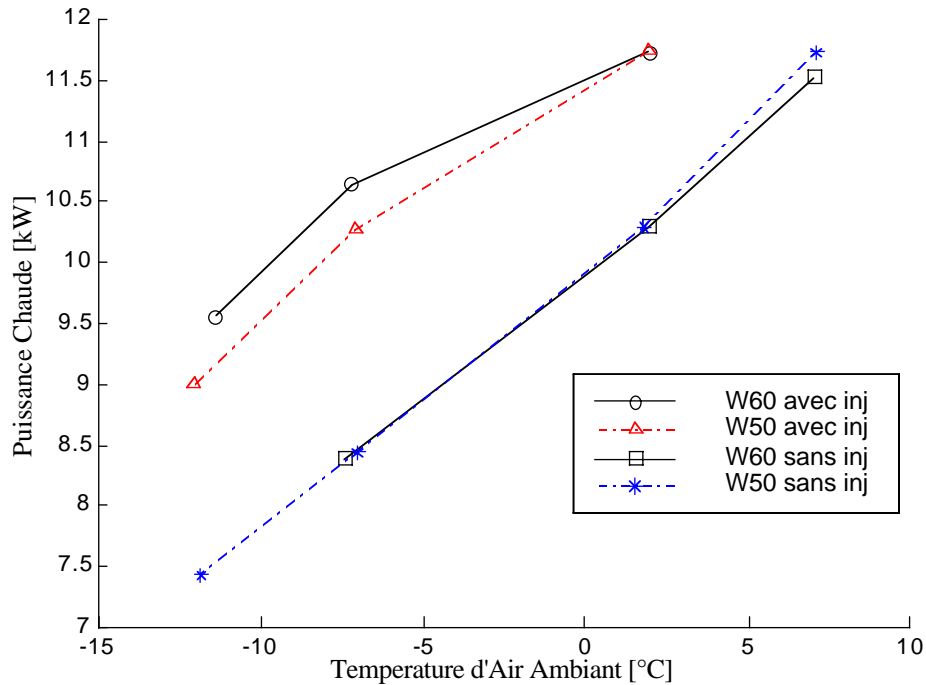


Figure 23: Puissance chaude avec et sans injection (le débit choisi pour le cas avec injection est celui obtenant l'optimum du COP)

Le maximum de la puissance chaude est obtenue pour un débit injecté plus important que celui correspondant au meilleur coefficient de performance. Le gain apporté par l'injection de vapeur augmente avec la température de l'eau en sortie de compresseur et avec la diminution de la température de l'air ambiant. Le gain moyen est de 1.5kW pour les points W50 et atteint 2kW pour le point A-7/W60.

Il est possible d'obtenir une puissance chaude plus importante en augmentant le débit mais cela se ferait au détriment du COP. Une modulation de puissance peut donc être envisagée pour combler des court pics de puissance.

2.2.4 Rendement exergetique

En première approximation et pour une température d'environnement correspondant à la température de l'air entrant, le rendement exergetique peut être assimilé au rapport entre le coefficient de performance mesuré et le coefficient de performance de Carnot ou idéal suivant les principes de la thermodynamique. Il caractérise la performance de l'installation par rapport à un système idéal.

$$\eta_{ex} = \frac{COP_{ext}}{COP_{Carnot}} \quad \text{Equation 3}$$

avec

COP_{ext} calculé comme indiqué par l'équation 1.

et

$$COP_{Carnot} = \frac{\text{Teau sortie condenseur [K]}}{(\text{Teau sortie condenseur} - \text{Tair entrée évaporateur})} \quad \text{Equation 4}$$

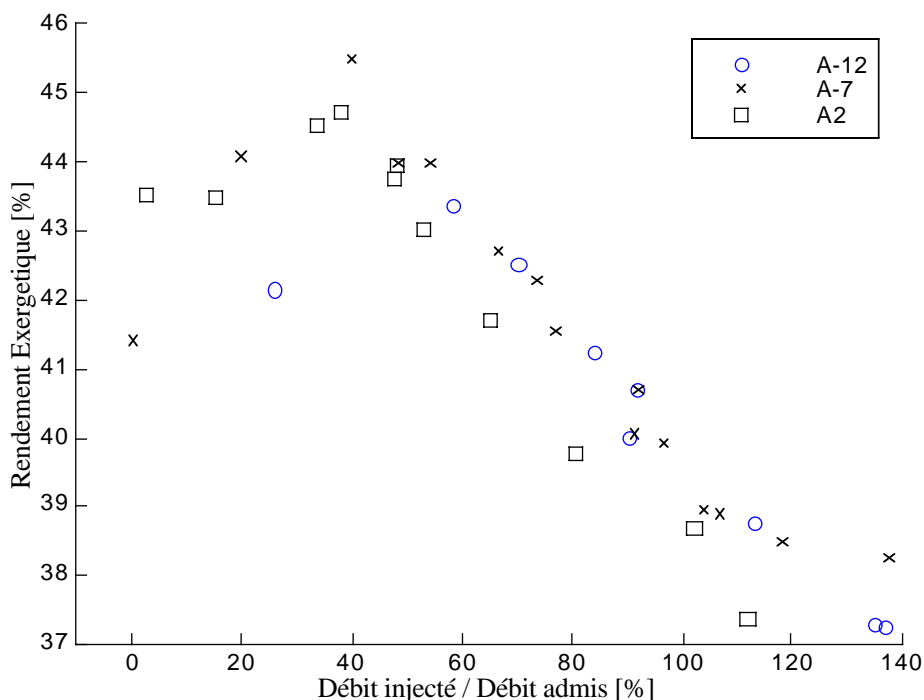


Figure 24: Rendement exergetique en fonction du rapport des débits pour trois températures d'air ambiant (A-12, A-7 et A2)

Pour l'ensemble des points, l'optimum exergetique est atteint pour un débit injecté de l'ordre de 40% du débit aspiré. Cependant cette optimum est assez plat ce qui permet de conserver le

meilleur rendement exergetique à 1% près avec un écart de plus ou moins 10% sur le rapport de débit idéal.

Pour une température d'air de -12°C , une série d'essais complémentaires est nécessaire afin d'obtenir plus de points de mesure dans la zone idéale.

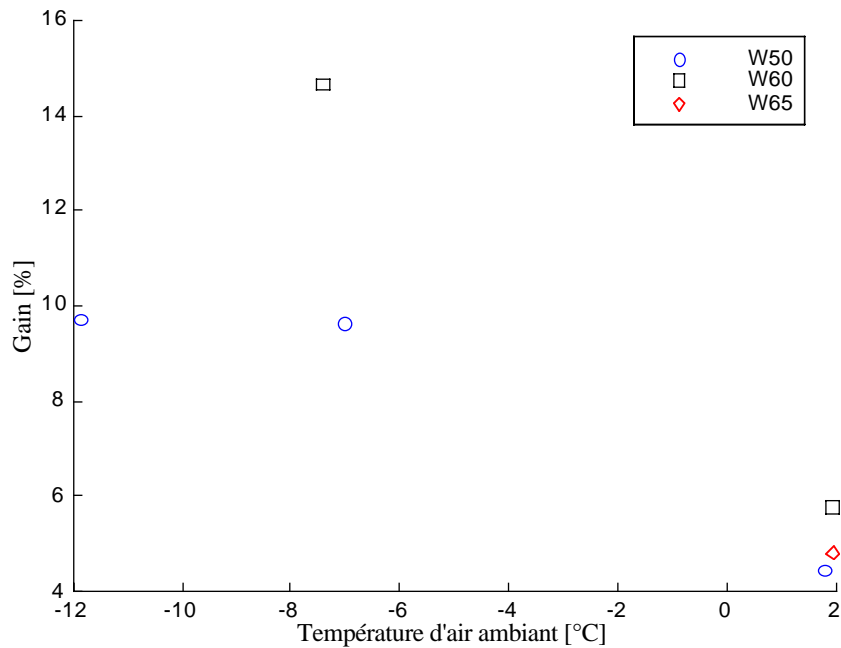


Figure 25: Gain de rendements exergetiques sans injection et avec une injection optimale

Le gain augmente avec la diminution de la température de l'air et avec l'augmentation de la température de l'eau. Il est maximum pour le point A-7/W60 et est de 15.1%.

Le gain en COP est identique à celui de la figure 25 tant en allure que pour les valeurs. Ceci s'explique par l'équation 3 car le COP de Carnot ne change pas pour un même point.

Le point A2/W65 n'est pas représentatif d'un gain optimal car la mesure n'a pas été réalisée pour un débit optimal (cf. figure 19).

2.2.5 Cycle avec dégivrage

L'ensemble des résultats présentés dans le chapitre 2.2 sont obtenus sans dégivrage. Une mesure du point A2/W50 avec une injection optimale de 15g/s est réalisée avec dégivrage. Pour cette mesure, le paramétrage originel du dégivrage de la PAC est conservé. Il permet de définir le temps de fonctionnement avant enclenchement d'une séquence de dégivrage et sa durée. L'humidité relative de l'air est imposée à 93%. La mesure est réalisée sur un ensemble de six cycles complets et les valeurs indiquées correspondent à la moyenne des trois derniers qui sont stables et répétitifs.

Le système d'origine réalise le dégivrage de l'évaporateur par gaz chaud. La figure 4 indique le chemin suivi par les gaz chauds depuis la sortie du compresseur jusqu'à l'entrée de l'évaporateur. Un ensemble d'électrovanne permet ces changements de parcours du réfrigérant. La durée du dégivrage est réglée en fonction de la température de l'air en sortie d'évaporateur. Avec un maximum de 15min, le dégivrage est réalisé jusqu'à ce que cette température d'air dépasse 10°C. Ce choix permet d'assurer le dégivrage de l'évaporateur en entier. Cependant s'il reste un faible débit d'air à travers l'installation, cette température n'est pas atteinte avant la durée limite fixée à 15 min. Cette solution peut donc pénaliser la PAC les jours de vent.

Nous avons observé un léger écoulement d'air résiduel dans la PAC durant les cycles de dégivrage. Afin de palier ce problème les prochaines mesures seront effectuées avec uniquement un temps fixe de dégivrage pour un cycle donné.

La figure 26 présente le dernier des trois cycles pris en compte pour la moyenne.

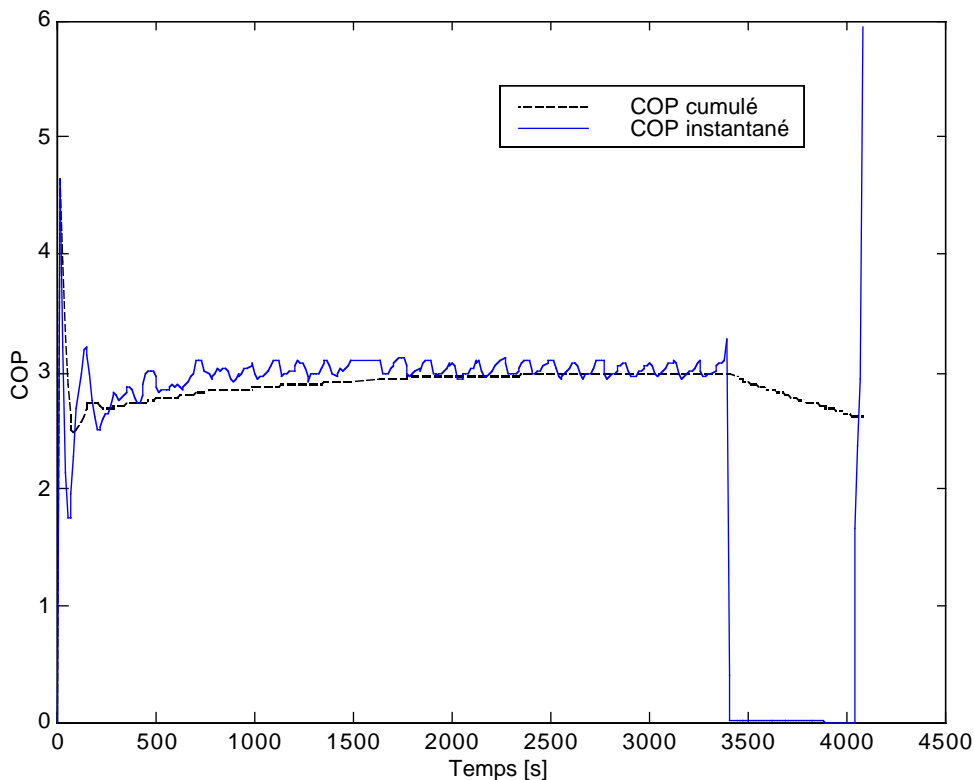


Figure 26: Cycle avec dégivrage pour le point A2/W50; Injection à 15g/s (30% du débit admis)

Le COP moyen pour les trois cycles est de 2.7 ce qui représente un rendement exergetique de 40.1%. Le COP stationnaire est de 3.0 (Rendement exergetique de 45.5%) et correspond à un maximum pour un fonctionnement sans dégivrage. Le temps du cycle complet est de 70 min et celui du dégivrage est de 12 min ce qui donne un temps de dégivrage relatif de 17%. Les oscillations correspondent aux fluctuations de la vanne principale de détente.

Le COP ni la puissance chaude n'étaient en phase de diminution lors de l'enclenchement du cycle de dégivrage. Il est donc possible d'améliorer les performances du cycles avec dégivrage en optimisant le temps avant début de dégivrage. Ceci est réalisable par modification des paramètres du programmeur de la PAC. Cette optimisation est prévue pour la deuxième phase d'essai de la PAC.

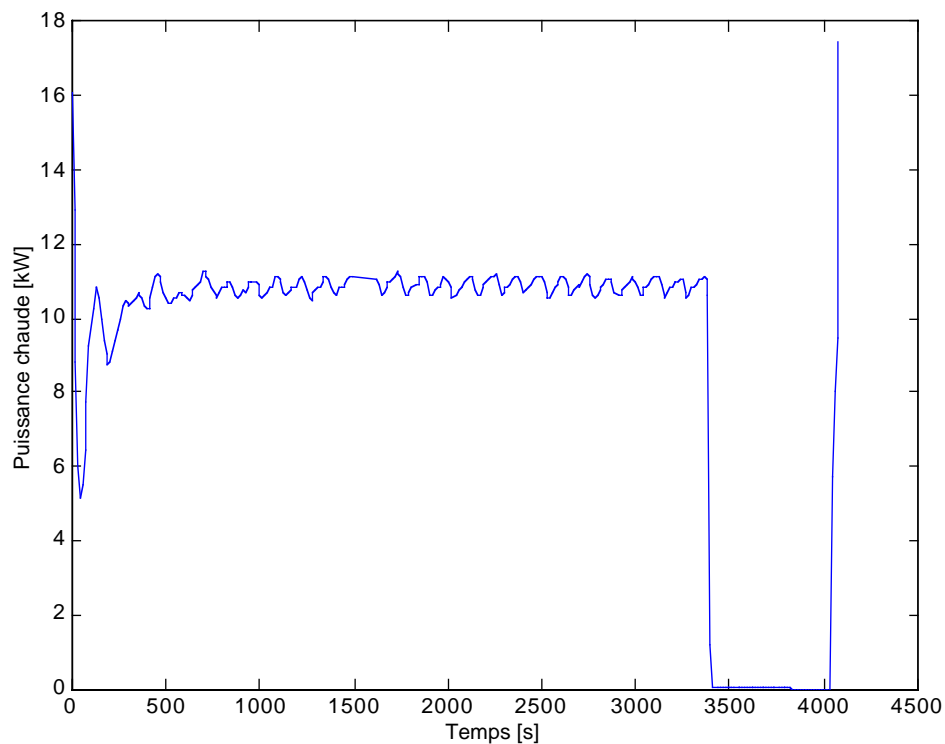


Figure 27: Puissance chaude d'un cycle avec dégivrage au point A2/W50; Injection à 15g/s (30% du débit admis)

La puissance chaude moyenne est de 9.4 kW et le maximum en régime stationnaire est de 10.9kW. Une optimisation du temps de fonctionnement avant enclenchement du dégivrage permettra également d'améliorer la puissance chaude moyenne.

2.3 Conclusion

Cette première phase du projet PAC Haute Température a permis de réaliser et de tester un prototype utilisant un compresseur à injection de vapeur. Un ensemble de moyens permettant la mesure et l'analyse d'essais à été mis en place et son utilisation pour d'autres prototypes a été prévue.

Une première série d'essais a mis en évidence non seulement les améliorations des performances apportées par ce type de concept mais aussi l'augmentation du domaine de fonctionnement de la PAC ainsi que les plages de fonctionnement optimales de l'injection.

En terme de Coefficient de Performance (COP), le gain augmente avec la diminution de la température de l'air en entrée d'installation et est en moyenne de 13% pour le domaine étudié. Un fonctionnement à une température d'air ambiant de -12°C est réalisable pour obtenir une eau chaude à 65°C alors que pour de telles températures d'eau, sans injection, un minimum de 2°C est nécessaire sur l'air en entrée de PAC. Le COP optimal du point A-12/W60 est de 1.85 mais une amélioration du réglage de l'injection peut nous permettre d'espérer atteindre un COP de 1.95. La puissance chaude est également fortement améliorée par l'injection. Un gain moyen de 25% entre un fonctionnement sans injection et avec injection est réalisé sur le domaine étudié.

Pour la mesure avec dégivrage, le point A2/W50 avec une injection optimale permet d'obtenir un COP de 2.7 avec une puissance chaude de 9.4 kW. L'analyse des cycles de dégivrage permet d'espérer une amélioration de ces performances par optimisation des réglages de la PAC. Ce sont uniquement les durées des cycles avant déclenchement du dégivrage qui seront modifiées.

L'injection permet d'obtenir un COP optimum pour des débits injectés proche de 15g/s ce qui représente en moyenne 40% du débit aspiré à l'orifice d'admission du compresseur. Une analyse théorique complémentaire permettra d'étudier le remplacement de la vanne de détente intermédiaire par des capillaires pour maintenir un fonctionnement proche de l'optimum sur une grande plage de température d'air tout en diminuant le coût de l'installation.

De l'ensemble des points de mesures réalisés, nous pouvons tirer des connaissances pour appuyer une analyse théorique de l'installation complète et notamment du compresseur avec injection vapeur. Cette analyse sera également utilisée dans le cadre d'une étude thermoéconomique plus poussée des pompes à chaleur.

Annexe

A.1 Capteurs et instruments de mesure

Répertoire des capteurs: PAC Haute Température

THERMOCOUPLES (circuit réfrigérant)

Désignation	Unité	No câble	No borne	Type Capteur	Gamme de mesure	Précision de mesure	Signal de sortie	Fonction d'étalonnage	Gamme d'étalonnage	Effectué le par
Ts cp	[°C]	B01	401	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.0033225 + 0.998741 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
Ts cd	[°C]	B02	402	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.1378244 + 0.9942152 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
Ts éco. (i)	[°C]	B03	403	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.0398404 + 0.9901587 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
Ts éco. (ii)	[°C]	B04	404	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.0398404 + 0.9901587 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
Ts éco. (iii)	[°C]	B05	405	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.0597189 + 0.9898456 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
Ts éco. (iv)	[°C]	B06	406	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.0774347 + 0.9898331 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
Ts éco. (v)	[°C]	B07	407	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.0944812 + 0.989393 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
Ts éco. (vi)	[°C]	B08	408	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.1429376 + 0.9893311 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
Ts éco. (vii)	[°C]	B09	409	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.0825405 + 0.9876037 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
Ts éco. (viii)	[°C]	B10	410	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.1289877 + 0.9850493 x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
T surf air 1	[°C]	B14	414	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0 + 1 * x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB
T surf air 2	[°C]	B15	415	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0 + 1 * x$	-15 - +80 [°C]	9.12.1999 FB

THERMOCOUPLES (circuit eau)

Désignation	Unité	No câble	No borne	Type Capteur	Gamme de mesure	Précision de mesure	Signal de sortie	Fct étalonnage	Gamme d'étalonnage
Ts cd 1 (eau) centre	[°C]	29	600	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = -0.0363996 + 0.99755958 x$	+20 - +65 [°C]
Ts cd 2 (eau) 3/4	[°C]	22	601	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.01184381 + 0.99707125 x$	+20 - +65 [°C]
Ts cd 3 (eau) paroi	[°C]	20	602	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.05113647 + 0.99437346 x$	+20 - +65 [°C]
Te cd 1 (eau) centre	[°C]	27	603	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.03223259 + 0.99510987 x$	+20 - +65 [°C]
Te cd 2 (eau) paroi	[°C]	26	604	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = -0.0233249 + 0.99817523 x$	+20 - +65 [°C]
Te cd 3 (eau) 3/4	[°C]	23	605	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = -0.0345136 + 0.99790488 x$	+20 - +65 [°C]

THERMOCOUPLES (circuit air)

Désignation	Unité	No câble	No borne	Type Capteur	Gamme de mesure	Précision de mesure	Signal de sortie	Fct étalonnage	Gamme d'étalonnage
Ts év air 1	[°C]	11	606	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.01369584 + 0.99589266 x$	-16 - +20 [°C]
Ts év air 2	[°C]	85	607	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = -0.0468202 + 0.99920514 x$	-16 - +20 [°C]
Ts év air 3	[°C]	86	608	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = -0.0528364 + 0.99987636 x$	-16 - +20 [°C]
Te év air 1	[°C]	87	609	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = -0.041584 + 0.9993625 x$	-16 - +20 [°C]
Te év air 2	[°C]	88	610	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = -0.0182071 + 0.99883861 x$	-16 - +20 [°C]
Te év air 3	[°C]	1	611	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = -0.1152711 + 1.00285981 x$	-16 - +20 [°C]
T inflo	[°C]	81	619	Thermocouple K	-100 - +200 [°C]	0.1 [K]	4 - 20 [mA]	$y = 0.0988358 + 0.9972391 * x$	n.c.

PRESSIONS

Désignation	Unité	No câble	No borne	Type capteur	Gamme de mesure	Précision de mesure	Signal de sortie	Fct étalonnage	Gamme d'étalonnage
Ps cp	[bar]	3	504	Kistler 4043 A20	0 - 20 bar (50 bars max.)	0.2 %	0 .. 10 [V]	$y = 0.007891 + 20.17788 x$	0 - 16 [bar]
Ps cp	[bar]	4	505	Kistler 4045 A50	0 - 50 bar (125 bars max.)	0.2 %	0 .. 10 [V]	$y = -0.1448703 + 50.145628 x$	9 - 30 [bar]
Pnt	[bar]	5	506	Kistler 4043 A20	0 - 20 bar (50 bars max.)	0.2 %	0 .. 10 [V]	$y = 0.16134348 + 17.253163 x$	6 - 21 [bar]
Ap évap	[mbar]	PDF	500	Furness FCO40 20 mm H2O			0 .. 10 [V]	$y = -0.020655 + 24.62621 * x$	0 - 3 [mbar]
Ap inflo	[mbar]	PDF	501	Furness FCO40 10 mm H2O			0 .. 10 [V]	$y = 0.005859 + 1.046462 * x$	0 - 1.2 [mbar]

DÉBITMÈTRES

Désignation	Unité	No câble	No borne	Type débitmètre	Gamme de mesure	Précision de mesure	Signal de sortie	Fct étalonnage	Gamme d'étalonnage
Déb. réfr. 1	[g/s]	CORR1	300	Witronic K-20	0 à 120 [g/s]	0.2 %	4 - 20 [mA]	$y = -29.932969 + 37.4982 x$	0 à 120 [g/s]
Densité réfr. 1	[kg/m ³]	CORR1	301	Witronic K-20	1000 à 1400 [kg/m ³]	0.2 %	4 - 20 [mA]	$y = 775 + 156.2891 x$	900 à 1400 [kg/m ³]
Déb. réfr. 2	[g/s]	CORR2	302	Witronic K-100	0 à 120 [g/s]	0.2 %	4 - 20 [mA]	$y = -30.030418 + 36.8897576 x$	0 à 120 [g/s]
Densité réfr. 2	[kg/m ³]	CORR2	303	Witronic K-100	1000 à 1400 [kg/m ³]	0.2 %	4 - 20 [mA]	$y = 774.966 + 157.0204 x$	900 à 1400 [kg/m ³]
Densité eau cond.	[kg/m ³]	C1	517	Witronic K-250	900 à 1100 [kg/m ³]	0.2 %	4 - 20 [mA]	canal défectueux	900 à 1100 [kg/m ³]
Déb. masse eau cond.	[kg/min]	C1	516	Witronic K-250	0 à 50 [kg/min]	0.2 %	4 - 20 [mA]	$y = -12.338448 + 31.152648 x$	0 à 50 [kg/min]
Déb. vol. eau cond.	[l/min]	101	518	Coriass	0 à 20 [l/min]	n.c.	4 - 20 [mA]	$y = -10.027700 + 25.075000 * x$	n.c.
Déb. vol. glycol	[l/min]	102	519	Coriass	0 à 20 [l/min]	n.c.	4 - 20 [mA]	$y = -10.000000 + 25.000000 * x$	n.c.

WATTMÈTRES

Désignation	Unité	No câble	No borne	Type wattmètre	Gamme de mesure	Précision de mesure	Signal de sortie	Fct étalonnage	Gamme d'étalonnage
Puis.PAC	[kW]	512	512	Norma D6255 s	0 à 10 [kW]	0.25%	0 .. 10 [V]	$y = x$	0 à 10 [kW]
Puis.cp	[kW]	513	513	Norma D6255 s	0 à 10 [kW]	0.25%	0 .. 10 [V]	$y = x$	0 à 10 [kW]

DIVERS

Désignation	Unité	No câble	No borne	Type capteur	Gamme de mesure	Précision de mesure	Signal de sortie	Fct étalonnage	Gamme d'étalonnage
Hum rel air	[%]	HJM	507	Rotronic Hygromer	0 à 100 %	n.c.	0 .. 10 [V]	$y = 100 * x$	n.c.
Te év air (hum)	[°C]	HJM	508	Rotronic Hygromer	n.c.	n.c.	0 .. 10 [V]	$y = 100 * x$	n.c.
Constans.Vol	[V]	-	502	HP 77405	0 à 240 [V]	n.c.	0 .. 10 [V]	$y = 1 * x$	n.c.

A.2 Incertitudes de mesure

Température

Les thermocouples ont été étalonnés dans un bain thermostatique par rapport à un thermocouple à quartz. La précision de mesure est de 0.1 K.

Débit

La précision relative sur le débit d'eau est de 0.2%.

La précision relative de mesure sur le débit principal de réfrigérant est également de 0.2%. En revanche, la précision sur le débit injecté est plus importante car calculée par différence entre deux mesures et extrapolée sur toute une plage de mesure. La précision est donc comprise entre 0.4% et plusieurs pourcents suivant le point étudié. Pour les points les plus extrêmes (A-12/W60), la précision est de 0.4% tandis que pour les points plus haut en température d'entrée d'air, l'erreur relative peut atteindre plusieurs pourcents.

Puissance chaude

$$\frac{d\dot{Q}_{ch}}{\dot{Q}_{ch}} = \frac{d\dot{M}_{eau}}{\dot{M}_{eau}} + 2 \cdot \frac{dT}{T}$$

$$\text{a.n : } \frac{d\dot{Q}_{ch}}{\dot{Q}_{ch}} \leq 0.25\%$$

COP

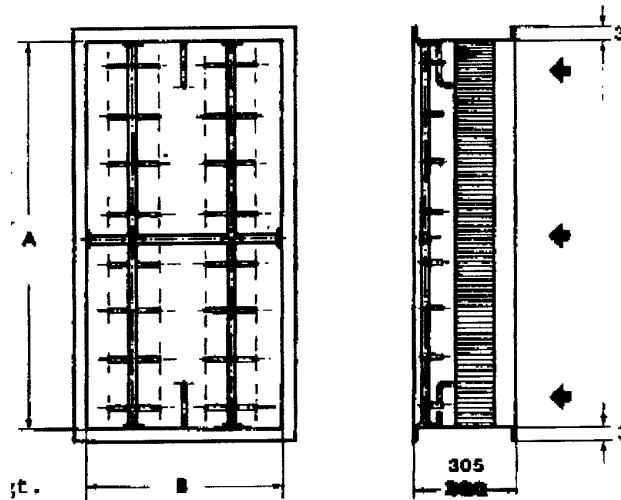
$$\frac{dCOP}{COP} = \frac{d\dot{Q}_{ch}}{\dot{Q}_{ch}} + \frac{d\dot{E}}{\dot{E}}$$

$$\text{a.n : } \frac{COP}{COP} \leq 0.5\%$$

A.3 Mesure du débit d'air

Débitmètre Barcolair HQM 3

Dimensions du canal



A = 450 mm

B = 450 mm

S = 0.2025 m²

V_{min} = 2 m/s

V_{max} = 20 m/s

Instruments de mesure

Sonde	Type	Min	Max
Pression différentielle	Furness FCO40 10mm H200	0.8 mbar	1.1 mbar
Température	Thermocouple K	-15 °C	+35 °C

Le débit-volume en [m³/s] se calcule par la formule suivante:

$$q_v = B \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

Avec

q_v	débit volume	[m ³ /s]
A	hauteur du canal	[m]
B	largeur du canal	[m]
ΔP	pression différentielle	[Pa]
ρ	densité de l'air	[kg/m ³]

Calcul de la densité de l'air

On considère que l'air est sec. On néglige donc la baisse de la densité due à l'humidité de l'air.

$$\rho_{air} = \frac{p_{air}}{R_{air} \cdot T} = \frac{p_{air}}{287.1 \cdot T}$$

avec la densité en [kg/m³], la pression en [bar] et la température en [K]

Exemple: en considérant une pression différentielle de 1 mbar, le débit-volume est de l'ordre de 9500 m³/h.

En considérant une vitesse min de 2 m/s fixée par le constructeur, le débit volume minimum est de 1400 m³/h.