

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

Pompe à Chaleur air-eau à Haute Température

**Phase 2: Développement et essais avec un
compresseur à injection vapeur**

Préparé par
Jürg Schiffmann, Stéphane Guex et Prof. Daniel Favrat
Laboratoire d'Energétique Industrielle
Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne

daniel.favrat@epfl.ch

Sur mandat de
l'Office fédéral de l'énergie

Juillet 2001 (révisé septembre 2001)

Rapport intermédiaire

Résumé

Le projet Pompe à Chaleur Haute Température a comme but de développer une pompe à chaleur (PAC) capable de se substituer à une chaudière au gaz ou au fioul en maisons individuelles. Pour cela, elle doit être capable de produire de l'eau chaude à une température suffisamment élevée pour permettre un chauffage correct avec des radiateurs conventionnels 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 avec une température de l'air extérieur allant jusqu'à -12°C. La production d'eau chaude sanitaire sans appoint supplémentaire est prévue dans une phase ultérieure.

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 bi-étagés sont les plus prometteurs. Cette partie du projet vise à développer une pompe à chaleur utilisant un compresseur volumétrique avec port d'injection de vapeur, capable de produire des puissances et niveaux de température plus élevés que les systèmes mono-étagés actuellement sur le marché même pour les températures extérieures basses.

Le premier prototype étudié dont les résultats ont été publiés dans le premier rapport de ce projet avait été développé à partir d'une pompe à chaleur mono-étagée existant sur le marché (NATURA AW110, Satag Thermotechnik AG) et modifiée de manière à fonctionner avec un compresseur prototype équipé d'un port d'injection vapeur [1]. Le débit d'injection était réglé par une vanne de détente électronique asservie à la température de sortie du compresseur.

La vanne de détente étant onéreuse et le compresseur du premier prototype (COMPRESSEUR A) n'étant pas bien adapté aux besoins et aux caractéristiques de la pompe à chaleur envisagée, la transformation du premier prototype a été décidée ($\Rightarrow$ prototype 2). Le deuxième prototype dont traite ce rapport comporte donc deux modifications principales: l'ancien compresseur a été remplacé par un compresseur avec un rapport de volume plus élevé et des ports d'injection plus grands (COMPRESSEUR B) et la vanne de détente électronique a été remplacée par un capillaire, dont la géométrie a été calculée afin de se rapprocher d'un fonctionnement proche de l'optimum (COP) pour tous les points de fonctionnement.

Lors des premiers essais avec le deuxième prototype (COMPRESSEUR B et capillaire d'injection) des grandes oscillations de la température de sortie de compresseur ainsi que du débit injecté ont été observées. Pour éviter une trop grande sollicitation périodique de l'installation une troisième modification principale a eu lieu: l'inversion du branchement de l'échangeur économiseur de "contre-courant" à "co-courant" ($\Rightarrow$ prototype 3) stabilisant ainsi la température du réfrigérant injecté et donc réduisant l'oscillation de la température de refoulement du compresseur.

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

Abstract

The project aims at developing a heat pump capable of satisfying the temperature levels required by hydronic heating systems presently using natural gas or fuel boilers. One of the first objectives is to reach supply water at 65°C with a temperature difference between supply and return of 10°C and evaporator air supply down to -12°C. Production of domestic hot water by the heat pump system is planned in a second phase.

Previous studies show that the main options are intermeshed cycles with a subcooling-superheating separate heat pump cycle or two stage cycles. A simplified case of the latter is a single compressor with an economizer vapor port, which allows the supply of intermediate pressure vapor during compression. This allows higher performance and heat supply than a single cycle on the market, which are equipped with a compressor having the same suction volume.

Results from a first prototype consisting of a Natura AW110 Satag heat pump enhanced with economizer compressor and equipped with an electronic economizer expansion valve were published in an earlier report.

This report covers results of new tests of a second heat pump prototype with an improved compressor with economizer port and equipped with alternative expansion devices including simple capillaries.

Tests with countercurrent economizer heat exchanger showed temperature instabilities and complementary tests with a cocurrent economizer heat exchanger have demonstrated a net improvement in spite of a slight COP decrease.

Zusammenfassung

Das Ziel des Projekts "Hochtemperatur Wärmepumpe" ist, eine Wärmepumpe zu entwickeln, die Gas- oder Ölheizungen von Einfamilienhäusern ersetzen kann. Um dies zu ermöglichen, muss die Wärmepumpe fähig sein, Wasser auf eine Temperatur zu erhitzen, die das Heizen mit dem herkömmlichen Radiatorennetz des Hauses erlaubt. Ein erstes Ziel besteht darin, Wasser bei einer Aussentemperatur von bis zu -12°C auf 65°C zu erhitzen, wobei der Temperaturhub mindestens 10°C betragen muss. Die Aufbereitung von Warmwasser ohne Zusatzheizung ist als weiterer Schritt vorgesehen.

Jüngste Studien und der theoretische Vergleich der Zyklen von Wasser-Luft Wärmepumpen zeigen, dass die Konzepte mit Zusatzzyklus zur Zusatzunterkühlung und die Zweistufigen Konzepte am vielversprechendsten sind. Dieser Teil des Projekts hat zum Ziel, eine Wärmepumpe zu entwickeln, die einen volumetrischen Kompressor mit Zwischeneinspritzung von Nassdampf benutzt. Dieser besitzt die Fähigkeit, auch bei tiefen Aussentemperaturen höhere Leistung- und Temperatur-niveaus zu produzieren, als die bis heute benutzten monostufigen Systeme.

Der erste Prototyp, dessen Resultate im ersten Rapport dieses Projekts vorgestellt wurden, ist auf Grundlage einer auf dem Markt erhältlichen mono-stufigen Wärmepumpe (NATURA AW110, Satag Thermotechnik AG) entwickelt worden. Die existierende Wärmepumpe wurde so modifiziert, dass sie mit einem Kompressor der mit Zwischeneinspritzung [1] ausgerüstet ist funktioniert. Die Zwischeneinspritzung wurde durch ein elektronisches Entspannungsventil reguliert, wo die Führungsgrösse die Austrittstemperatur des Kompressors war.

Da das elektronische Entspannungsventil teuer ist, und der erste Kompressor (COMPRESSEUR A) nicht genau den Spezifikationen der Wärmepumpe angepasst war, wurde entschieden den bestehenden Prototypen umzubauen (Prototyp 2). Dieser Rapport handelt vom zweiten Prototypen, der mit einem besser angepassten Kompressor ausgerüstet ist (COMPRESSEUR B) und in dem das elektronische Entspannungsventil durch ein Kapillarrohr ersetzt worden ist. Die Geometrie des Kapillarrohrs wurde so ausgelegt, dass die Wärmepumpe so nach wie möglich an ihrem Optimum arbeitet. Der neue Kompressor weist ein höheres Volumenverhältnis auf und die Einspritzöffnungen sind grösser als bisher.

Bei den ersten Versuchen mit dem neuen Prototypen wurden grosse Schwankungen der Austrittstemperatur und der eingespritzten Masse beobachtet. Um diesen Oszillationen entgegen zu wirken, wurde ein dritter Umbau vorgenommen: der Economizer wurde von "Gegenstrom" auf "Gleichstrom" geschaltet, wobei die Einspritztemperatur sowie die Austrittstemperatur stabilisiert wurde.

SOMMAIRE

INTRODUCTION.....	6
1 DESCRIPTION DU PROTOTYPE 2.....	7
1.1 MODIFICATIONS PAR RAPPORT AU PROTOTYPE 1	7
1.1.1 Compresseur	7
1.1.2 Système de régulation d'injection	7
1.1.3 Position de la déviation du débit injecté	8
1.2 CYCLE THERMODYNAMIQUE	8
2 ESSAIS ET MESURES DU PROTOTYPE 2	10
2.1 CONDITIONS D'ESSAI.....	10
2.2 POINTS DE MESURE	10
2.3 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX.....	11
2.3.1 Point de mesure A2W50	12
2.3.2 Point de mesure A-12W50	15
2.3.3 Point de mesure A-12W60.....	17
2.3.4 Point de mesure A-12W65.....	19
2.3.5 Choix de capillaire	21
2.3.6 Cycle avec dégivrage	22
2.4 LA PERFORMANCE DU COMPRESSEUR.....	23
2.4.1 Définition du rendement isentrope et volumétrique	23
2.4.2 Les mesures du rendement isentrope	24
2.4.3 Rendement volumétrique	28
2.5 PROBLÈMES ET SOLUTIONS	31
2.5.1 Déclenchement du « Klixon » du moteur électrique	31
2.5.2 Oscillation du débit principal	31
2.5.3 Oscillation de la température de sortie de compresseur	32
3 VALIDATION DE L'INVERSION DE L'ÉCHANGEUR ÉCONOMISEUR.....	36
3.1 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX.....	36
3.1.1 Point de mesure A2W50	36
3.1.2 Point de mesure A-12W65.....	39
3.1.3 Résultats en général.....	42
4 CONCLUSIONS	44
5 BIBLIOGRAPHIE	46

Introduction

Le projet Pompe à Chaleur Haute Température a comme but de développer une pompe à chaleur air-eau capable de se substituer à une chaudière à gaz ou au fioul en 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 prototype avait été développé à partir d'une des pompes à chaleur monoétagées les plus performantes du marché actuel. Elle a été modifiée de manière à fonctionner avec un compresseur prototype équipé d'un port d'injection vapeur.

Une première série d'essais n'avait pas seulement mis en évidence des améliorations des performances apportées par ce type de concept mais aussi l'élargissement du domaine de fonctionnement de la PAC ainsi que les plages optimales de l'injection. Dans ce premier prototype, le débit injecté avait été réglé par une vanne de détente thermostatique dont la sonde était placée en sortie du compresseur.

Suite à ces premiers essais, un deuxième prototype a été construit avec un nouveau compresseur (COMPRESSEUR B) avec un rapport volumétrique plus élevé que le premier (COMPRESSEUR A) dans le but d'augmenter le rendement isentrope pour les hauts rapports de pression. En plus la vanne de détente intermédiaire a été remplacée par un simple capillaire afin de diminuer les coûts de production. La série d'essais sur ce deuxième prototype a permis d'optimiser la longueur du capillaire de manière à ce que la pompe à chaleur fonctionne aussi près de l'optimum que possible en tout point de fonctionnement. Le capillaire choisi a une longueur de 2 mètres et a un diamètre intérieur de 1.4 mm.

Le deuxième prototype avec le nouveau compresseur et avec le capillaire pour régler l'injection permet d'atteindre un COP de 3.13, livrant une puissance chaude de 13 kW au point de fonctionnement A2W50 sans dégivrage et un COP de 2.74 et une puissance de 10.9 kW avec dégivrage et avec une humidité relative de l'air de 93%. Au point de mesure A-12W65 le COP atteint une valeur de 2.07 et une puissance chaude de 10.2 kW.

Pour stabiliser le fonctionnement de la pompe à chaleur, le branchement de l'échangeur économiseur a été changé en co-courant. Cela permet de diminuer l'oscillation de la température de la masse injectée et stabilise ainsi la température de sortie du compresseur. Cette action fait cependant perdre environ 3 % sur le COP externe.

1 Description du prototype 2

1.1 Modifications par rapport au prototype 1

1.1.1 Compresseur

Afin d'améliorer le fonctionnement de la pompe à chaleur aux basses températures, il a été décidé avec Copeland de tester un deuxième compresseur prototype. Ce nouveau compresseur a un rapport de volume plus élevé permettant ainsi un meilleur rendement isentrope et volumétrique pour des rapports de pressions élevés (basses températures de l'air et hautes températures de l'eau). Le tableau ci-dessous résume les données du constructeur pour l'ancien et pour le nouveau compresseur:

Compresseur	A (ancien)	B (nouveau)
Cylindrée [cm3]	67.12	67.12
Rapport de volume [-]	2.508	*

Tableau 1: Comparaison entre cylindrée et rapport de volume installés pour les deux compresseurs

* : nous ne connaissons pas cette valeur pour l'instant. Elle doit nous être communiquée par le fabricant.

1.1.2 Système de régulation d'injection

Dans le but de diminuer les coûts de la pompe à chaleur, la vanne de détente (intermédiaire) électronique, étant un système onéreux, a été remplacée par un capillaire. Connaissant les différents points de fonctionnement et les débits injectés optimaux un capillaire a été dimensionné par EDF (1.4 mmØ, 1.4 m de longueur). Afin de simplifier les essais sur ce prototype, la vanne de détente en question reste branchée dans le circuit en parallèle avec deux capillaires qui peuvent être asservis séparément par des vannes électromagnétiques de type ON/OFF. La vanne de détente électronique a été débranchée du régulateur de série afin de pouvoir régler son ouverture directement à partir de l'ordinateur de contrôle du stand d'essais dans le but de pouvoir facilement régler le débit injecté manuellement. Cette configuration permettra plusieurs variantes pour régler le débit injecté. La vanne permettra de varier le débit injecté sans devoir changer de capillaire. Cela permettra d'optimiser la longueur du capillaire finalement utilisé dans la machine de série. Le schéma ci-dessous montre le montage au niveau de la détente intermédiaire:

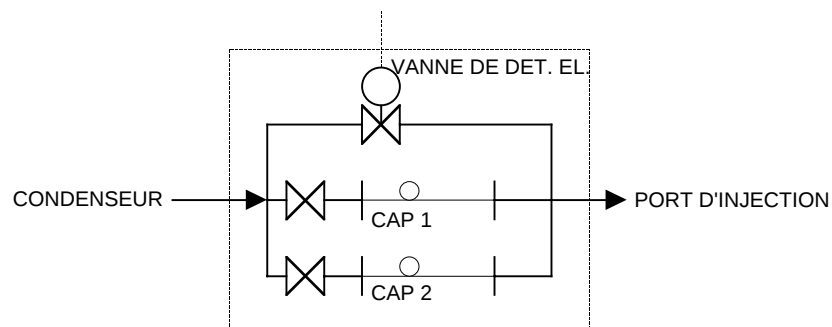


Figure 1: Schéma de fonctionnement de la régulation de débit injecté

1.1.3 Position de la déviation du débit injecté

Lors des essais sur le premier prototype, il avait été observé que pour plusieurs points de fonctionnement, le réfrigérant en sortie du condenseur n'était pas assez sous-refroidi pour permettre une mesure fiable du débit à travers le K-Flow (système de mesure). La présence de bulles de gaz empêche la mesure sur l'intégralité du cycle. Une simulation numérique avait montré que le fait de déplacer la séparation du débit injecté en aval de l'échangeur économiseur ne modifiait pas substantiellement les performances de la pompe à chaleur et permettait de sous-refroidir l'ensemble du débit sortant du condenseur. Cette modification technique a été effectuée en même temps que le changement du compresseur.

1.2 Cycle thermodynamique

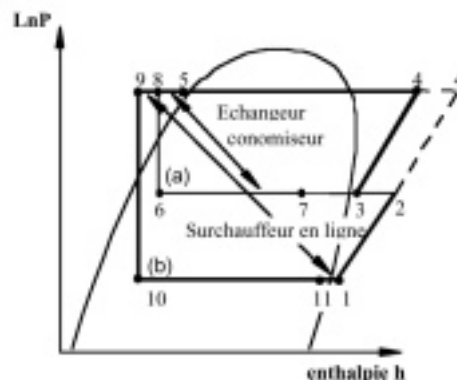


Figure 2: Le cycle thermodynamique représenté dans le diagramme LnP-h

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 le point 5 et 8, l'ensemble du fluide sortant du condenseur est refroidi dans l'échangeur économiseur en chauffant (entre 6 et 7) la partie de fluide déviée après l'échangeur économiseur (a) et détendue à travers un capillaire entre le point 8 et 6. La partie (b) du fluide est le débit à l'aspiration du compresseur. 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. Le réfrigérant utilisé dans l'installation est le R407c.

La figure n°3 (page suivante) montre le schéma de l'installation de manière simplifiée utilisant les mêmes points que dans la figure ci-dessus:

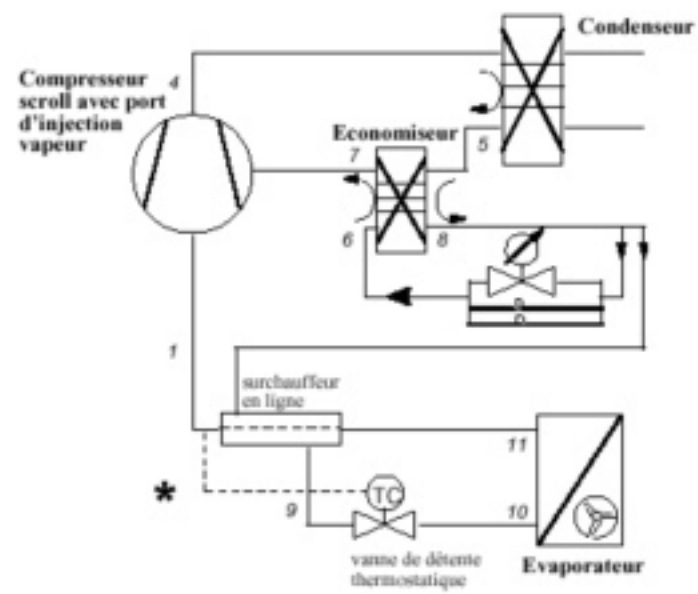


Figure 3: Représentation schématique du cycle de la Pompe à Chaleur Haute Température

2 Essais et mesures du prototype 2

2.1 Conditions d'essai

Les mesures prises pour les tests du prototype permettent d'entrer 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%.

Pour les mesures avec dégivrage, l'humidité de l'air est réglée par l'humidificateur du groupe de conditionnement de l'air à 93% d'humidité relative.

2.2 Points de mesure

Puisque les caractéristiques du nouveau compresseur n'étaient pas encore connues, le but des premiers essais était d'établir les courbes du COP_{EXT} en fonction du débit injecté afin de déterminer les débits optimaux aux différents points de mesure et enfin de pouvoir déterminer les paramètres pour un capillaire aussi idéal que possible. Les points de mesures choisis pour les mesures étaient d'abord A2W50 et A-12W65 et ensuite A-12W50 et A-12W60 pour compléter l'étude avec des points intermédiaires.

Les mesures pour déterminer les courbes du COP_{EXT} en fonction du débit injecté ont été effectuées sans dégivrage. Pour établir la courbe du COP, le débit injecté a été modifié à l'aide de la vanne de détente électronique directement asservie par l'ordinateur de commande et ensuite par le capillaire long de 1.4 m afin de découvrir dans quelle plage de débit il travaillait.

C'est seulement en connaissant le fonctionnement du capillaire de 1.4 m ($\varnothing 1.4$ mm) et de la position de l'optimum du COP que le capillaire de 2 m ($\varnothing 1.4$ mm) a été calculé et testé.

Dans un deuxième temps, une mesure avec dégivrage a été effectuée au point A2W50 avec injection par capillaire de 2 m ($\varnothing 1.4$ mm) et une deuxième sans injection.

2.3 Résultats expérimentaux

Les figures qui suivent représentent le coefficient de performance extérieur en fonction de la masse injectée pour les quatre points de mesure. La courbe rouge en trait plein montre l'évolution du COP du nouveau prototype tandis que la courbe bleu en pointillé le COP de l'ancien prototype. L'astérisque rouge montre le point de mesure avec injection par un capillaire de 1.4m tandis que le triangle rouge montre le point de mesure avec injection avec un capillaire de 2 m.

Le COP est calculé de manière externe à l'installation et prend en compte la "puissance chaleur" dégagée au niveau du condenseur (côté eau) par rapport à la puissance électrique absorbée par la pompe à chaleur (compresseur + ventilateur + commande). On ne tient pas compte de la puissance de la pompe de circulation de l'eau de chauffe (13W).

2.3.1 Point de mesure A2W50

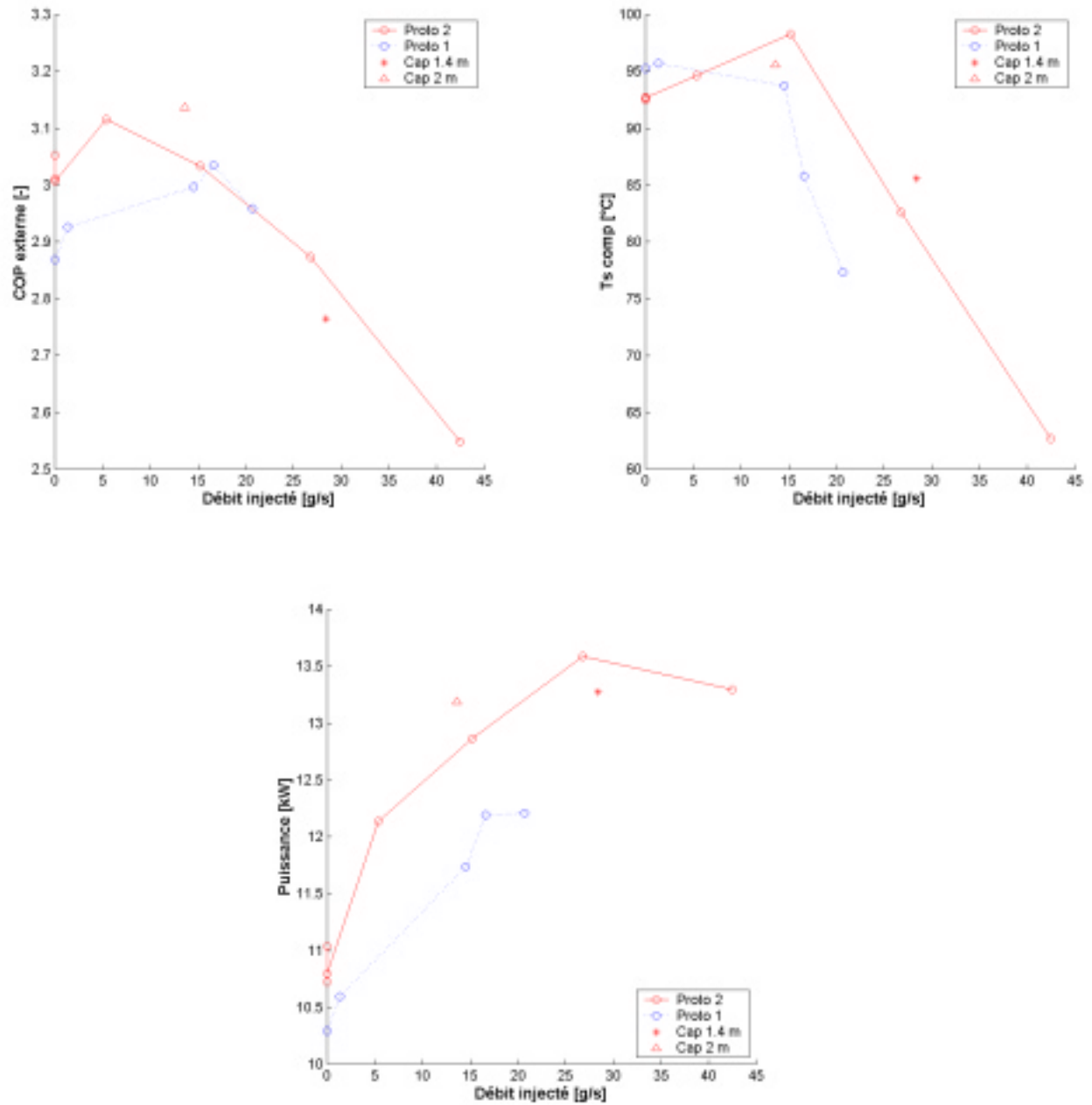


Figure 4: Le COP, la température de sortie de compresseur et la puissance chaude en fonction du débit injecté au point A2W50

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Injection	V0	V2.5	V3.8	V5	V7	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	0	5.39	15.2	26.8	42.46	28.38	13.62
Deb. Adm. [g/s]	52.5	52.1	46.8	49.7	50.3	48.27	49.5
COP ext.	3.02	3.12	3.03	2.87	2.54	2.76	3.13
P chaude [kW]	10.8	12.1	12.86	13.6	13.3	13.3	13.2
T ref. [°C]	92.5	94.6	98.3	82.6	62.7	85.6	95.6

Tableau 2: Valeurs des mesures pour le point A2W50 du prototype 2 avec le compresseur B

Prototype	1	2
Compresseur	A	B
Injection	Reg	C2m
Deb. Inj [g/s]	16.62	13.62
Deb. Adm. [g/s]	43.7	49.5
COP ext.	3.03	3.13
P chaude [kW]	12.2	13.2
T ref. [°C]	85.8	95.6

Tableau 3: Tableau comparatif au point de mesure A2W50 entre prototype 1 et prototype 2 pour l'optimum du COP

La comparaison du COP entre les points sans injection des deux prototypes au point A2W50 montre l'effet du rapport de volume installé plus élevé du nouveau compresseur. L'amélioration du COP sans injection est de 6.4% par rapport à l'ancien prototype avec un COP de l'ordre de 3 pour le deuxième prototype. Dans les deux cas l'injection augmente légèrement le COP pour atteindre un optimum local. L'amélioration entre les COP maximum des deux prototypes est de 2.6% mais les deux points optimum ne se trouvent pas au même endroit pour les deux prototypes; les raisons sont probablement les pertes engendrées par la géométrie des ports d'injection et par leur endroit en relation avec le volume dans la volute du Scroll. Les points de mesure faits avec la vanne de détente électronique correspondent à une ouverture de 2.5V, 3.8V, 5V, et 7V où 10 V représente l'ouverture maximale.

Concernant la température en sortie de compresseur, on remarque que celle-ci passe aussi par un maximum. La raison est qu'à faible débit d'injection, l'échangeur économiseur chauffe la vapeur injectée à des températures proches de celles des gaz qui se trouvent déjà dans le compresseur en diminuant ainsi la capacité de refroidissement de la vapeur dans le compresseur. A haut débit d'injection, le titre de vapeur de la masse injectée est nettement plus faible augmentant ainsi le pouvoir de refroidissement dans la chambre du compresseur.

La puissance chaude délivrée au niveau du condenseur du côté eau est mesurée avec un débit d'eau fixé à 12 Kg/min. Pour le point de mesure A2W50 elle augmente avec le débit injecté jusqu'à un certain point où la puissance chaude diminue. La raison est qu'à faible débit, la température de refoulement du compresseur reste quasiment inchangée; la puissance augmente donc linéairement avec le débit injecté.

Pour une injection plus substantielle, la température de sortie de compresseur chute et entraîne donc une chute de la puissance qui est plus importante que celle apportée par l'augmentation de débit au condenseur. La figure ci-dessous représente le cycle thermodynamique dans le diagramme LnP-h pour différents cas d'injection. Il est intéressant de noter qu'en augmentant le débit injecté:

1. La température de refoulement du compresseur augmente très peu par rapport au cas sans injection et diminue ensuite largement en dessous.
2. La température du réfrigérant injecté diminue et se déplace vers le côté liquide au fur et à mesure en dessous de la courbe de saturation.
3. Le niveau de la pression intermédiaire augmente fortement. Avec très peu d'injection cette pression se trouve autour de 6 bar et passe au delà de 10 bar pour l'injection la plus élevée. Cela représente clairement une perte au niveau des ports d'injection du compresseur.
4. L'énergie « gratuite » récupérée au niveau de l'évaporateur augmente. Pourtant le COP diminue, ce qui veut dire que cette énergie supplémentaire est complètement dissipée au niveau de l'injection dans le compresseur.

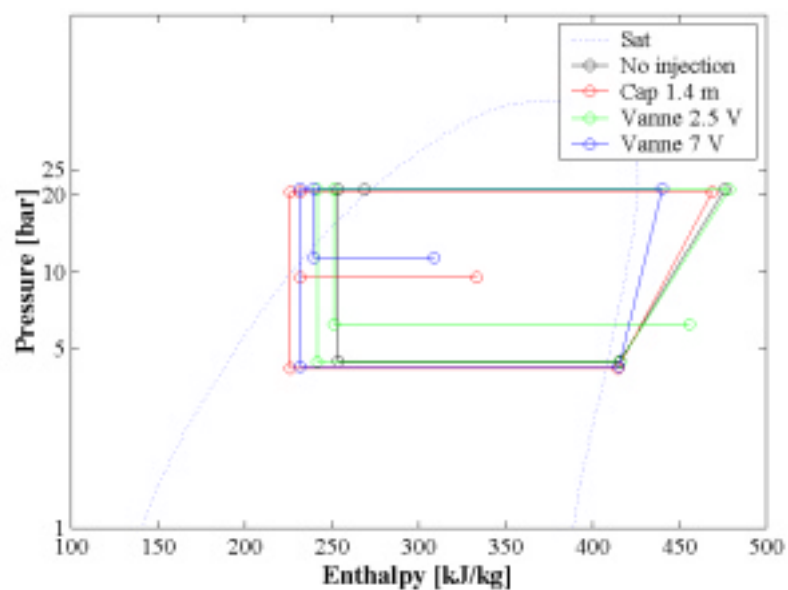


Figure 5: Représentation du cycle thermodynamique dans le diagramme LnP-h au point de mesure A2W50, pour différents cas d'injection

2.3.2 Point de mesure A-12W50

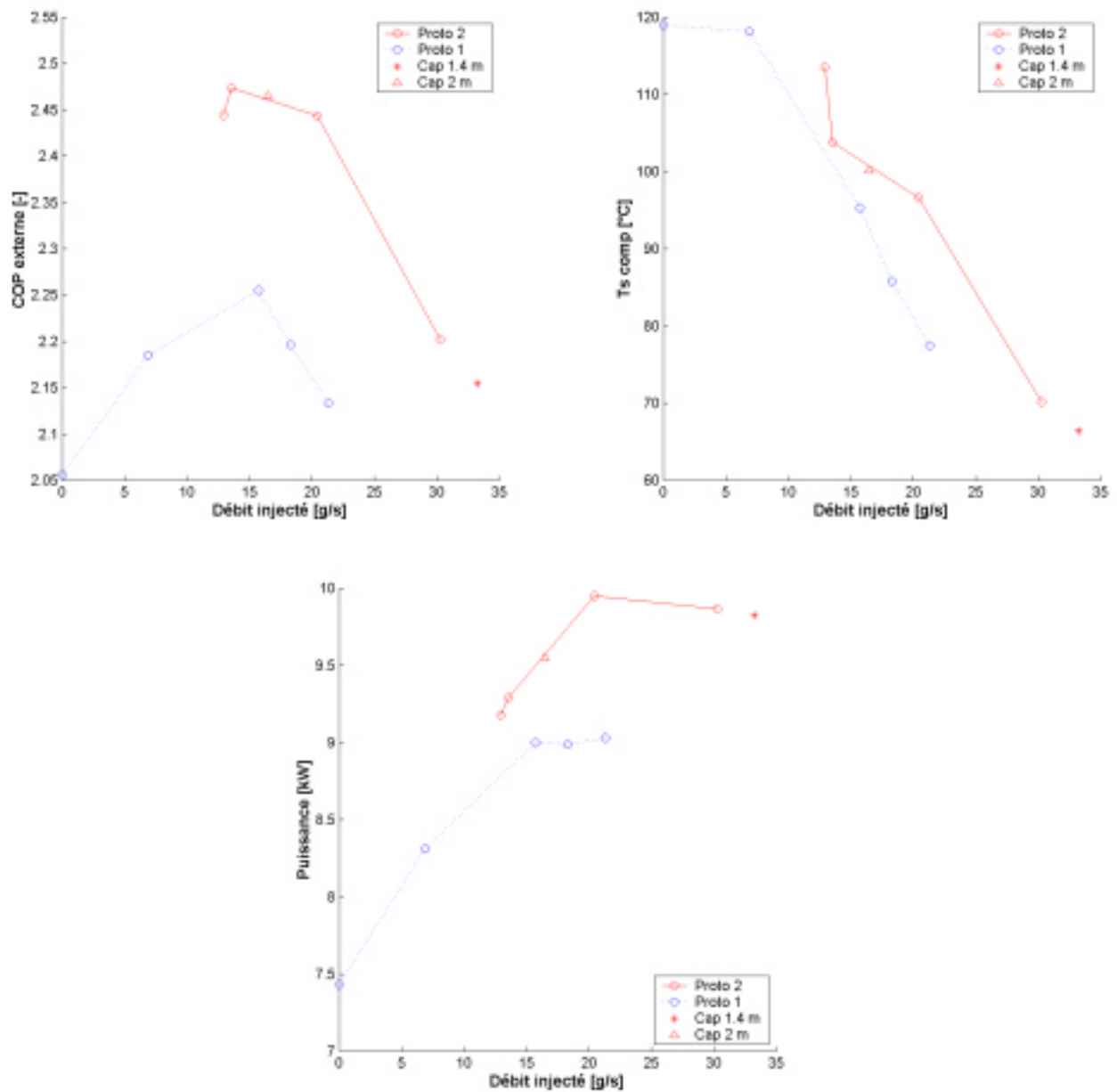


Figure 6: Le COP, la température de sortie de compresseur et la puissance chaude en fonction du débit injecté pour le point de mesure A-12W50

Un fonctionnement sans injection n'est plus possible à partir du point A-12W50 puisque des pics de la température de refoulement du compresseur auraient dépassé les 130°C. L'optimum se trouve ici à une injection de 14 g/s environ et l'amélioration du COP entre les maxima des deux prototypes est notable : on trouve une amélioration de 11% avec un COP de 2.47 pour le deuxième prototype. Le débit injecté n'a

pourtant pas pu être diminué davantage afin de trouver un "véritable" optimum à raison de pics de température de sortie de compresseur déjà très élevés (> 125°C).

Il est intéressant de noter que la température de sortie du nouveau compresseur est plus élevée sur toute la plage de débit injecté allant de 13 à 35 g/s et que la température de refoulement diminue de façon quasi linéaire en augmentant le débit injecté.

Les points de mesure effectués avec la vanne de détente électronique correspondent à une ouverture de 3 V, 3.5 V, 4 V et 5 V.

Sur la plage commune testée, la puissance chaude augmente de 0.5 à 1kW environ par rapport à l'ancien prototype.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6
Injection	V3	V3.5	V4	V5	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	12.9	13.6	20.4	30.3	33.2	16.5
Deb. Adm. [g/s]	29.4	27.7	29.9	29.2	29	29.1
COP ext.	2.44	2.47	2.44	2.2	2.15	2.46
P chaude [kW]	9.2	9.3	10	9,9	9.8	9.6
T ref. [°C]	113.53	103.8	96.9	70.2	66.4	100.2

Tableau 4: Valeurs des mesures au point A-12W50 du prototype 2 avec le compresseur B

Prototype	1	2
Compresseur	A	B
Injection	Reg	V3.5
Deb. Inj [g/s]	15.73	13.6
Deb. Adm. [g/s]	26.9	27.7
COP ext.	2.26	2.47
P chaude [kW]	9	9.3
T ref. [°C]	95.3	103.8

Tableau 5: Tableau comparatif pour le point de mesure A-12W50 entre prototype 1 et prototype 2 pour l'optimum du COP

2.3.3 Point de mesure A-12W60

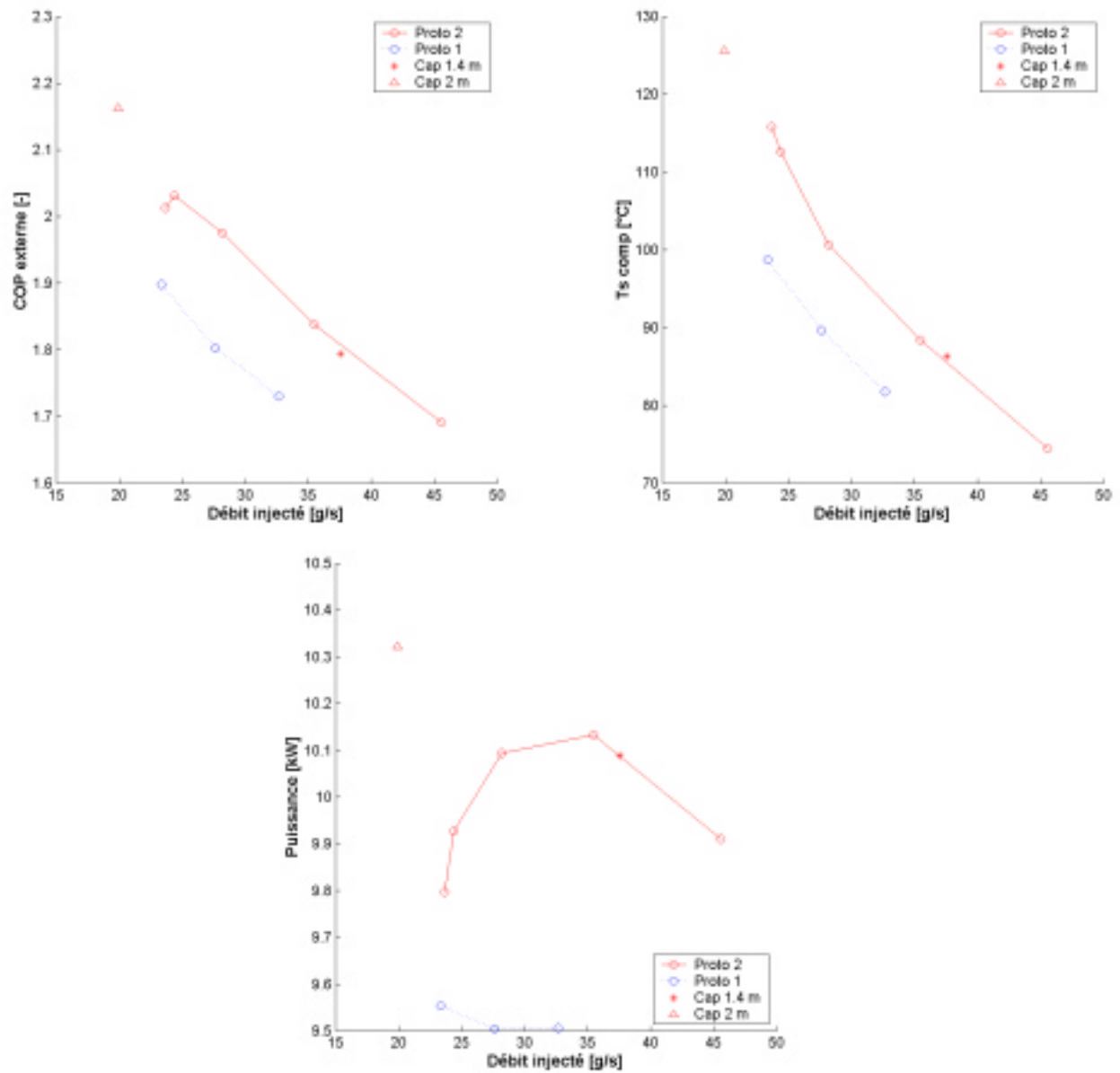


Figure 7: Le COP, la température de sortie de compresseur et la puissance chaude en fonction du débit injecté pour le point de mesure A-12W60

Pour ce point-ci (A-12W60), l'optimum (COP) semble se trouver autour de 25 g/s de masse de réfrigérant injecté. C'est seulement l'installation du capillaire de 2 m qui a permis de trouver un point encore meilleur. Pour le point A-12W60 l'amélioration du COP est de 14% pour atteindre une valeur de 2.17 pour le deuxième prototype. Pour relativiser ce résultat, il faut voir que la température de sortie de compresseur

ne dépasse pas 100°C pour l'ancien prototype (A) tandis que pour le capillaire de 2m elle frise déjà les 130°. Il y aurait donc eu beaucoup de marge pour augmenter le COP sur l'ancien prototype.

La puissance chaude fournie au niveau du condenseur augmente en moyenne de 0.8kW pour le nouveau prototype. Les points de mesure effectués avec la vanne de détente électronique correspondent à une ouverture de 4 V, 4.1 V, 4.5 V, 5.2 V et 6 V.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Injection	V4	V4.1	V4.5	V5.2	V6	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	23.65	24.39	28.15	35.47	45.59	37.57	19.91
Deb. Adm. [g/s]	26.21	26.79	28.33	27.13	25.46	26.5	28.3
COP ext.	2.01	2.03	1.98	1.84	1.69	1.79	2.16
P chaude [kW]	9.8	9.9	10.1	10.1	9.9	10.1	10.3
T ref. [°C]	115.8	112.6	100.7	88.4	74.5	86.3	125.6

Tableau 6: Valeurs des mesures au point A-12W60 du prototype 2 avec le compresseur B

Prototype	1	2
Compresseur	A	B
Injection	Reg	C2m
Deb. Inj [g/s]	23.34	19.91
Deb. Adm. [g/s]	25.47	28.3
COP ext.	1.9	2.16
P chaude [kW]	9.6	10.3
T ref. [°C]	98.75	125.6

Tableau 7: Tableau comparatif pour le point de mesure A-12W60 entre prototype 1 et prototype 2 pour l'optimum du COP

2.3.4 Point de mesure A-12W65

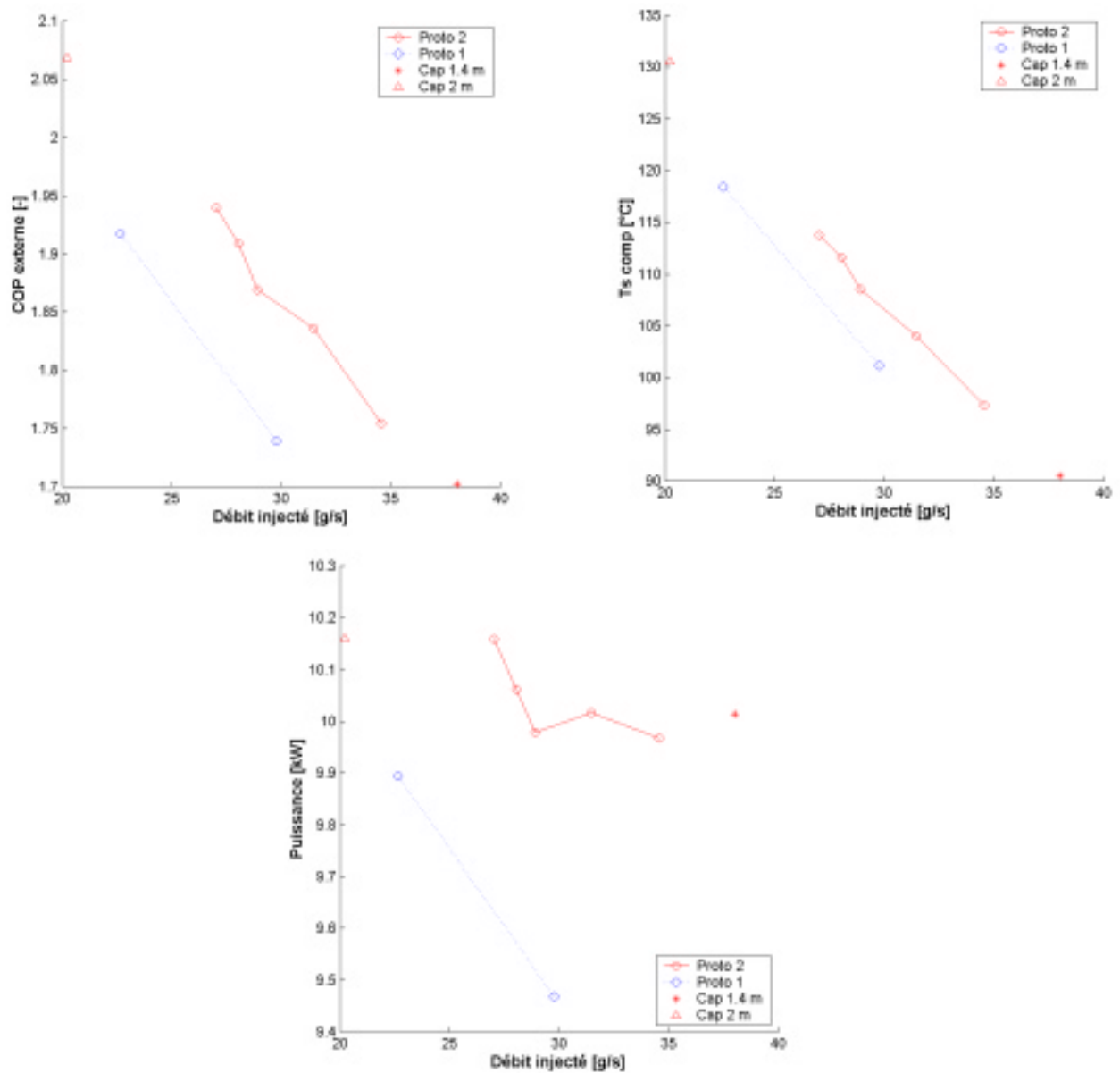


Figure 8: Le COP, la température de sortie de compresseur et la puissance chaude mesurée au niveau de l'eau chaude au condenseur pour le point de mesure A-12W65

Comme déjà pour le point A-12W60, le meilleur COP a seulement pu être trouvé en introduisant le capillaire de 2 mètres de long. On dépasse un COP de 2 avec une température de refoulement de 131°C et plus que 10 kW de puissance chaude montrant ainsi le véritable avantage de la pompe à chaleur avec compresseur à injection : la possibilité de livrer assez de puissance chaude (10kW) à 65° à partir d'une source froide de -12°C et tout cela avec un COP supérieur à 2 !

Pour les essais au point A-12W60 et A-12W65 on n'a pas pu trouver un optimum de COP, le débit injecté étant limité vers le bas par une température de sortie de compresseur trop élevée.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Injection	V4.3	V4.4	V4.5	V4.7	V5	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	27.03	28.04	28.91	31.47	34.57	38	20.21
Deb. Adm. [g/s]	26.18	25.81	26.36	25.17	24.56	24.74	27.33
COP ext.	1.94	1.9	1.87	1.84	1.75	1.7	2.07
P chaude [kW]	10.2	10.1	9.9	10	10	10	10.2
T ref. [°C]	113.74	111.63	108.53	104	97.33	90.49	130.52

Tableau 8: Valeurs des mesures au point A-12W65 du prototype 2 avec le compresseur B

Prototype	1	2
Compresseur	A	B
Injection	Reg	C2m
Deb. Inj [g/s]	22.64	20.21
Deb. Adm. [g/s]	25.05	27.33
COP ext.	1.91	2.07
P chaude [kW]	9.9	10.2
T ref. [°C]	118.4	130.52

Tableau 9: Tableau comparatif pour le point de mesure A-12W65 entre prototype 1 et prototype 2 pour l'optimum du COP

2.3.5 Choix de capillaire

Vu les essais avec la régulation du débit injecté d'une part par l'asservissement direct de la vanne de détente électronique et d'autre part par le capillaire de 1.4 m, il s'est avéré que ce dernier avait une résistance à l'écoulement trop faible. Il a donc fallu le rallonger pour pouvoir travailler dans une plage de COP plus convenable, tout en maintenant une température de sortie de compression inférieure à 130°C, afin d'éviter la décomposition du réfrigérant et de l'huile en tout point de fonctionnement. La longueur du nouveau capillaire a été établie en fonction des débits calculés par O. Fesquet (EDF) et des débits réellement mesurés en différents points de mesure. La nouvelle longueur de capillaire a été fixée à 2 m.

La figure ci-dessous montre le fonctionnement des deux capillaires dans le diagramme COP en fonction du débit injecté pour tous les points de mesure. On voit clairement que le capillaire de 1.4 m représente une résistance beaucoup trop faible pour tout point de mesure. Le capillaire de 2 mètres est peut-être trop restrictif pour les points A-12W60 et 65 puisque la température de sortie de compresseur se situe autour des 130°C, mais pourtant bien adapté au point A-12W50 et A2W50. La sensibilité du COP autour de son optimum à un changement du débit injecté est nettement plus grande pour les points de fonctionnement les plus extrêmes (A-12W60, A-12W65).

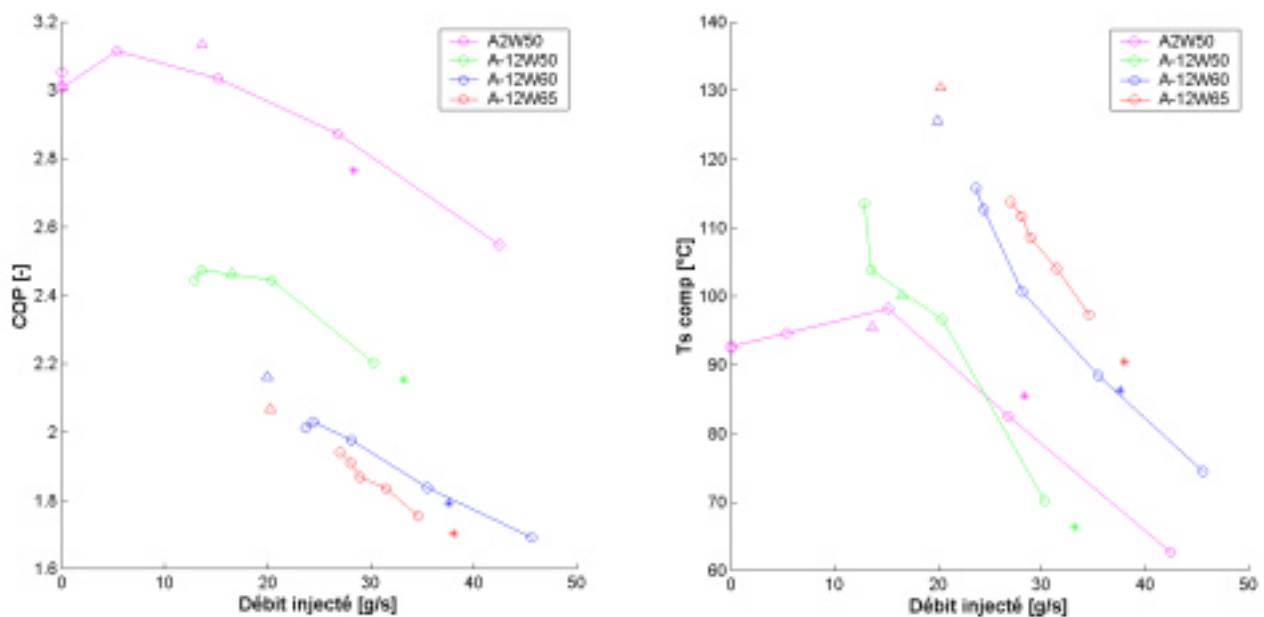


Figure 9: Les courbes du COP et de la température de refoulement du compresseur en fonction du débit injecté pour tous les points de mesure. Les astérisques montrent les résultats pour une injection gérée par le capillaire de 1.4 m de long ($\varnothing 1.4$ mm), le triangle pour un capillaire de 2 m ($\varnothing 1.4$ mm)

2.3.6 Cycle avec dégivrage

Tous les essais avec dégivrage ont été effectués avec une humidité relative de l'air se situant aux alentours de 93% et avec tous les paramètres réglant le démarrage et la fin de dégivrage d'origine, c'est à dire un temps de chauffe de 55 minutes fixe et un temps de dégivrage fixé par une température d'évaporateur de 10°C ou un temps de dégivrage maximum de 15 minutes.

Les deux premières colonnes représentent deux essais aux conditions identiques (A2W50) sur l'ancien prototype dont le premier a été effectué au Töss et le deuxième au LENI. Le but est de démontrer la validité des essais effectués au LENI par rapport à la référence de mesure (Töss).

La troisième colonne montre les résultats au point A2W50 mais cette fois-ci avec le nouveau compresseur (B) et avec l'injection réglée par le capillaire de 2 mètres : il y a une augmentation du COP de 6.6% par rapport au prototype 1 (A).

La quatrième colonne montre un essai toujours au point A2W50 et avec le nouveau compresseur mais cette fois-ci sans injection. Il est intéressant de constater que le COP global sans injection avec le nouveau compresseur est meilleur que celui avec injection mais avec l'ancien compresseur. Pourtant l'apport de l'injection est un gain de COP de 2.6% seulement. Mais il n'est pas tout à fait correct de mesurer l'apport de l'injection au point A2W50, même s'il est le point de fonctionnement le plus courant durant une année de chauffe, puisque le gain principal de l'injection réside dans le fait qu'on arrive à tourner à des points extrêmes (A-12W60-65) avec des COP raisonnables (>2) et avec une puissance chaude suffisante évitant ainsi un appoint électrique.

Le tableau ci-dessous représente une récapitulation des résultats principaux. Le COP est calculé sur un cycle complet (givrage et dégivrage) tandis que les autres grandeurs sont des moyennes prises pendant le temps de chauffe uniquement.

Machine	Töss	LENI Proto 1	LENI Proto 2	LENI Proto 2
Compresseur	A	A	B	B
Injection	Vanne El.	Vanne El.	Cap. 2m	Pas d'injection
Puissance de chauffe [W]	9083	9327	10870	9284
T de l'air à l'entrée de l'évaporateur [°C]	2.01	2.1	2.02	2.01
Humidité relative à l'entrée [%]	93.1	91.4	92.6	91.4
T d'eau à l'entrée du condenseur [°C]	41.9	41.1	39.9	41.1
T d'eau à la sortie du condenseur [°C]	50.2	50.1	49.5	49.3
Débit volumétrique d'eau [m³/h]	1.15	1.14	1.15	1.11
Durée de chauffage [h]	00 :55 :14	0 :55 :28	0 :54 :12	0 :55 :10
Durée de dégivrage [h]	00 :11 :02	0 :11 :39	0 :11 :36	0 :11 :00
COP	2.56	2.58	2.74	2.67

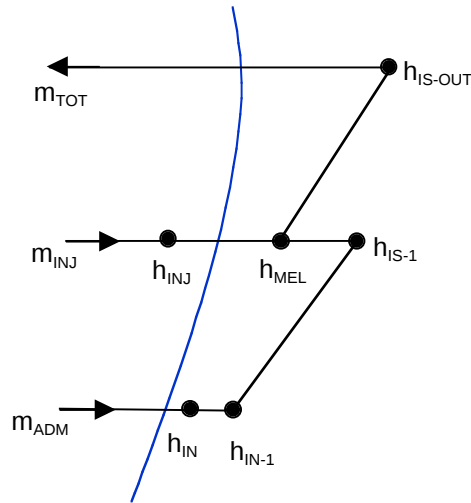
Tableau 10: Principales grandeurs de mesure pour les essais A2W50-HR93% avec dégivrage pour l'ancien et le nouveau prototype et pour différents cas de régulation d'injection

2.4 La performance du compresseur

2.4.1 Définition du rendement isentrope et volumétrique

Le calcul d'un rendement isentrope et celui d'un rendement volumétrique demande une nouvelle définition pour ce type de compresseur, puisque du réfrigérant en phase biphasique est injecté en cours de compression afin de diminuer la température de refoulement. Dans le but de simplifier la définition et pour ne pas compliquer les mesures, il a été convenu de partager le cycle de compression en deux compressions séparées (avec une pression intermédiaire mesurée au port d'injection) plutôt que de définir une plage de pression sur laquelle se déroule tout le cycle d'injection.

Lors d'une séance avec Satag et EDF, il a été convenu de calculer le rendement isentrope de la manière suivante :



$$\eta_{IS} = \frac{\dot{m}_{ADM} (h_{IS-1} - h_{IN-1}) + (\dot{m}_{ADM} + \dot{m}_{INJ}) (h_{IS-OUT} - h_{MEL})}{\dot{E}_{EL}}$$

$$\eta_{VOL} = \frac{\dot{m}_{ADM}}{n / 60 V_{ADM} \rho_{ADM}}$$

Figure 10: La définition du rendement isentrope et du rendement volumétrique

Où :

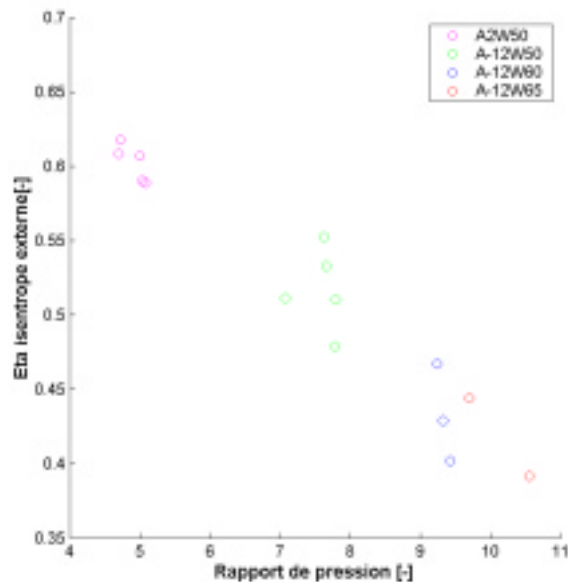
- h_{IN} représente le point d'admission dans l'enceinte du compresseur
- h_{IN-1} représente le point d'admission des gaz dans les volutes du compresseur. Entre le point h_{IN} et h_{IN-1} le réfrigérant est chauffé par les pertes du moteur électriques qui ont été estimées à 15%.
- h_{IS-1} représente la fin de la compression isentrope jusqu'à la pression intermédiaire.
- h_{INJ} représente le point d'injection intermédiaire et h_{MEL} le point résultant du mélange entre le fluide injecté et la fin de la première étape de compression h_{IS-1}
- h_{MEL} est donc le point de départ pour la deuxième étape de compression qui finit avec le point h_{IS-OUT} .

OUT

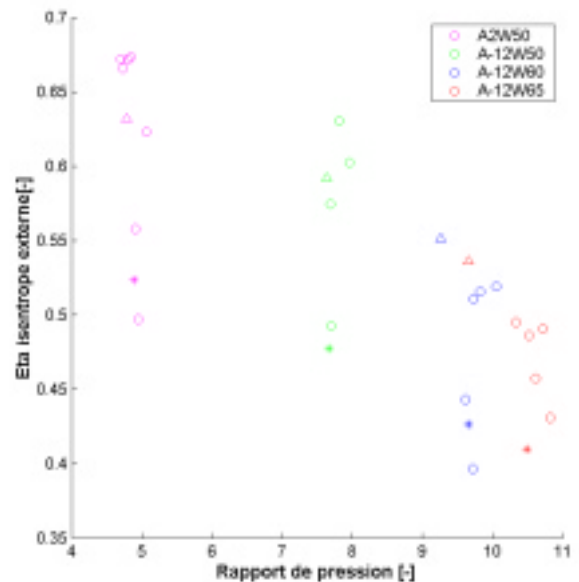
Le rendement volumétrique est défini classiquement comme le rapport entre le débit réellement aspiré et le débit théorique à l'aspiration.

2.4.2 Les mesures du rendement isentrope

Les deux figures ci-dessous montrent l'évolution du rendement isentrope de l'ancien compresseur et du nouveau compresseur en fonction du rapport de pression. Les points autour d'un même rapport de pression représentent un même point de fonctionnement mais avec différents débits d'injection :



COMPRESSEUR A (Proto 1)

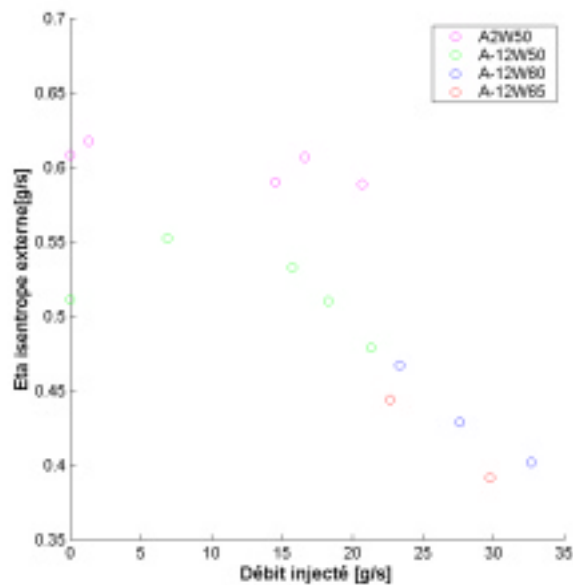


COMPRESSEUR B (Proto 2)

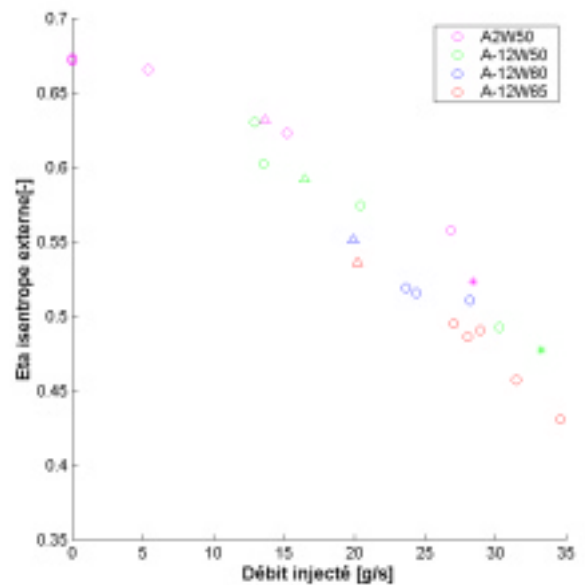
Figure 11: Le rendement isentrope pour le premier et le deuxième compresseur en fonction du rapport de pression total pour différents cas de débit injecté

Comme dans les graphiques ci-dessus, les points ronds représentent les mesures effectuées avec la vanne de détente électronique asservie par la température de refoulement pour le premier prototype et asservie par l'ordinateur de commande dans le cas du deuxième prototype. Les astérisques sont des points de mesure où le débit d'injection est réglé par un capillaire de 1.4 mètres et les triangles par un capillaire de 2 mètres.

A première vue, le rendement isentrope s'est nettement amélioré avec le deuxième compresseur sur toute la plage de fonctionnement (de A2W50 à A-12W65). Néanmoins, dans le cas du nouveau compresseur les valeurs pour un point de fonctionnement sont distribués sur une plage beaucoup plus grande. Pour analyser la raison de cette plus grande fourchette de distribution, le rendement isentrope a aussi été affiché en fonction de débit-masse injecté :



COMPRESSEUR A (Proto 1)

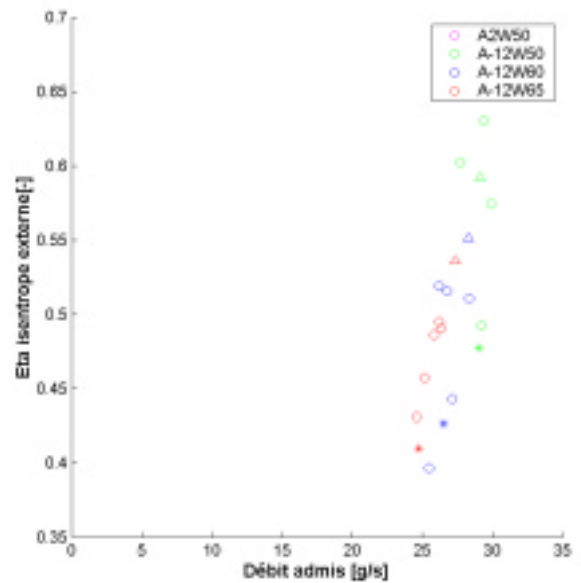
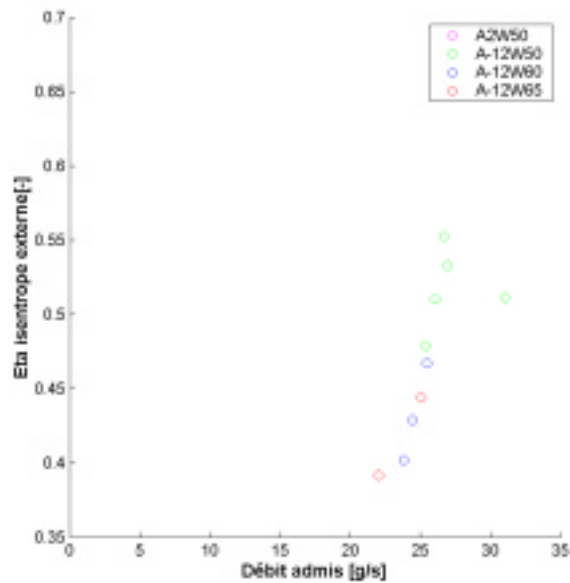


COMPRESSEUR B (Proto 2)

Figure 12: Le rendement isentrope du premier et du deuxième compresseur en fonction du débit injecté

On s'aperçoit aisément que généralement le rendement isentrope chute avec une augmentation du débit injecté. Pourtant, pour le deuxième compresseur (B) cette chute semble être plus dramatique que pour le premier (A).

Afin de s'assurer de l'influence du débit injecté sur le rendement isentrope les figures ci-dessous montrent l'évolution du rendement isentrope pour les deux compresseurs en fonction du débit admis. Les deux figures montrent un comportement du rendement isentrope très peu sensible aux variations du débit admis. On peut donc affirmer avec certitude que la géométrie des ports d'injection cache encore un potentiel considérable pour augmenter les performances du compresseur.



COMPRESSEUR A (Proto 1)

COMPRESSEUR B (Proto 2)

Figure 13: Le rendement isentrope pour les deux compresseurs en fonction du débit admis.

La figure suivante représente le cycle thermodynamique dans le diagramme $\ln P-h$ pour le point de mesure A-12W60 et donne une explication à ce phénomène : on voit clairement qu'une augmentation du débit injecté entraîne une augmentation de la pression intermédiaire, augmentant ainsi les pertes de charge dues à la détente entre l'entrée du port d'injection et la chambre de compression. Il est impressionnant de voir la pression intermédiaire varier entre 6 et 10 bar pour un débit d'injection qui varie entre 20 et 45 g/s.

Il est très probable que la sensibilité de la pression intermédiaire pourrait être diminuée en étudiant la géométrie et l'emplacement des ports d'injection et ainsi diminuer non seulement la sensibilité mais aussi les pertes induites par l'injection elle-même.

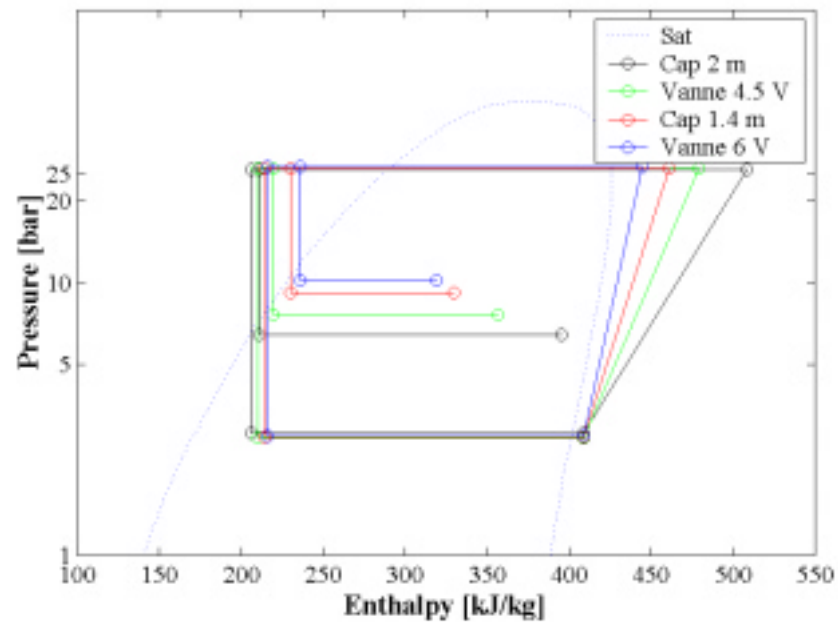
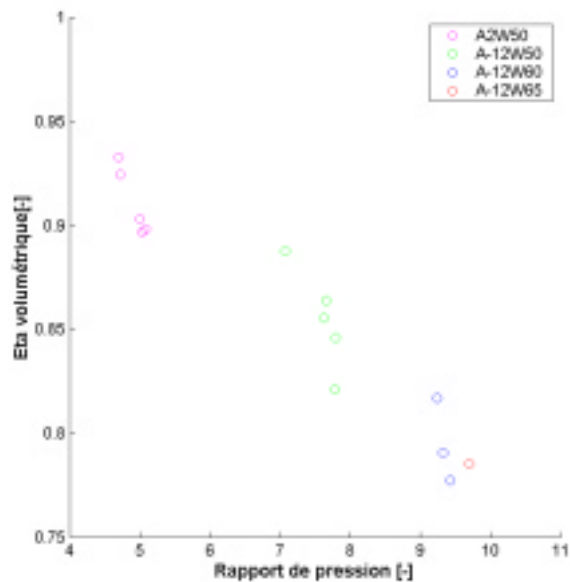


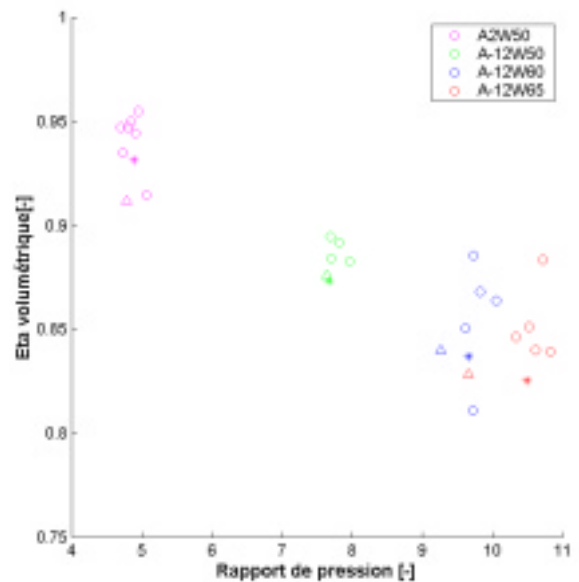
Figure 14: Représentation du cycle thermodynamique dans le diagramme LnP-h pour le point de fonctionnement A-12W60 pour différents cas de débit injecté pour le nouveau compresseur.

2.4.3 Rendement volumétrique

Les deux figures ci-dessous montrent l'évolution du rendement volumétrique des deux compresseurs en fonction du rapport de pression.



COMPRESSEUR A (Proto 1)

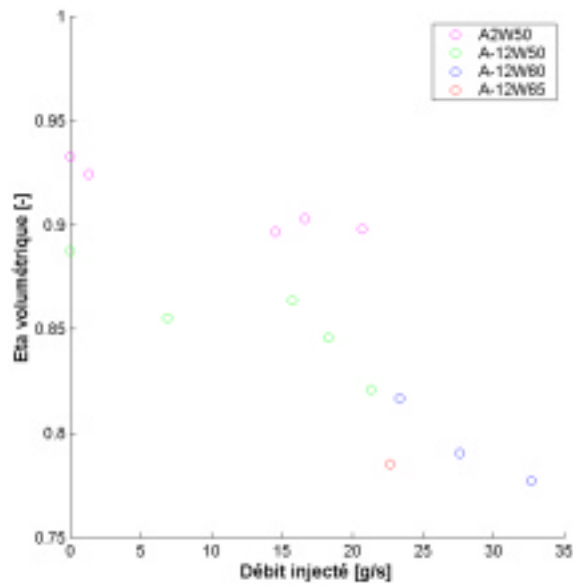


COMPRESSEUR B (Proto 2)

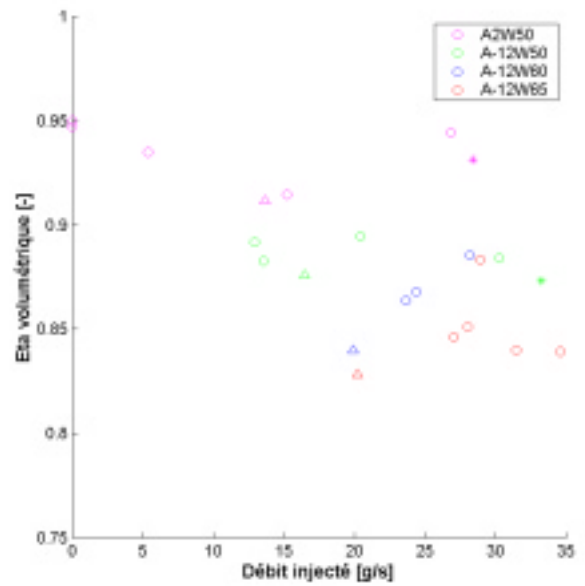
Figure 15: Le rendement volumétrique pour l'ancien et pour le nouveau compresseur en fonction du rapport de pression total

Comme déjà vu pour le rendement isentropique, le rendement volumétrique du nouveau compresseur (B) est globalement plus élevé que celui de l'ancien (A). Il est intéressant de noter que la chute du rendement en augmentant le rapport de pression est beaucoup plus atténuée pour le nouveau compresseur que pour l'ancien ; ceci est probablement dû au fait que ce nouveau compresseur avait été conçu pour des applications à hauts rapports de pression.

La distribution des différents points autour d'un point de fonctionnement est pourtant nettement moins dispersée que pour le rendement isentropique. Les deux graphes ci-dessous permettent d'observer si la dispersion des points pour un rapport de pression donné dépend aussi du débit-masse injecté :



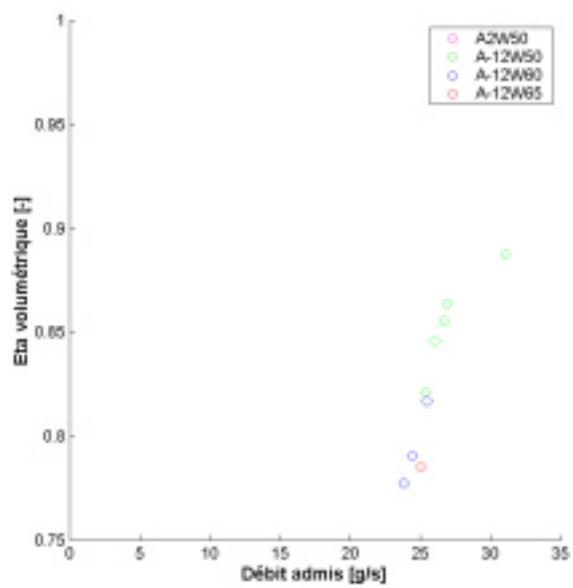
COMPRESSEUR A (Proto 1)



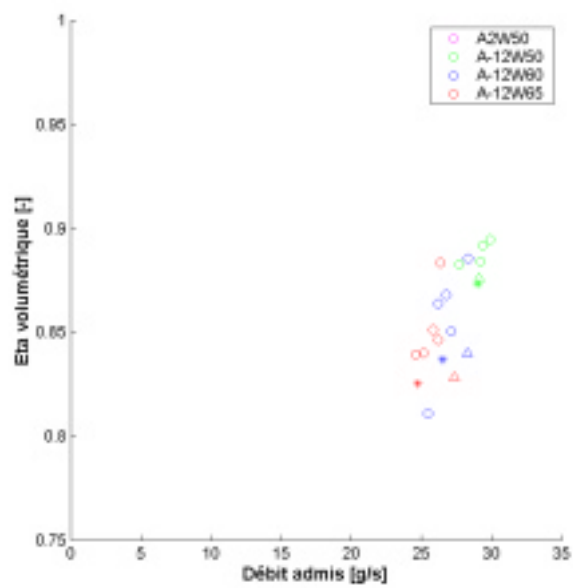
COMPRESSEUR B (Proto 2)

Figure 16: Les rendements volumétriques pour l'ancien et pour le nouveau compresseur en fonction du débit-masse injecté

Contrairement au rendement isentrope, le rendement volumétrique ne suit pas vraiment une tendance bien précise. Peut-être que le rendement diminue en augmentant la masse injectée pour atteindre un minimum local et augmenter de nouveau. La raison pour cela n'est pour l'instant pas encore clarifiée. Les deux figures ci-dessous montrent l'évolution du rendement volumétrique en fonction du débit admis tout en démontrant l'insensibilité du débit admis sur le rendement volumétrique:



COMPRESSEUR A (Proto 1)



COMPRESSEUR B (Proto 2)

Figure 17: Le rendement volumétrique en fonction du débit admis pour les deux compresseurs

2.5 Problèmes et solutions

2.5.1 Déclenchement du « Klixon » du moteur électrique

Lors des essais A-12W65, le compresseur s'est plusieurs fois arrêté sans donner une alarme au programme de gestion de la pompe à chaleur. Ces arrêts étaient normalement accompagnés par des très hautes températures sur l'enceinte (parois extérieures) du compresseur.

La surchauffe du carter et de ces arrêts étaient dûs à une surcharge du moteur électrique qui à son tour faisait déclencher son « Klixon ». Le Klixon est une sécurité supplémentaire aux disjoncteurs thermiques. Il s'agit d'un bilame qui ouvre le contact lorsque la température dans l'enceinte devient trop élevée.

Pour palier à ce problème, le débit d'eau dans le condenseur a été augmenté de 12 l/min à 19 l/min afin de diminuer la pression de refoulement et ainsi la charge électrique. Cette procédure a été utilisée au point A-12W65 seulement et a augmenté le ΔT_{EAU} de 8 K à 13 K environ et diminué la pression de refoulement de 30 bar à 28.5 bar.

2.5.2 Oscillation du débit principal

Lors des essais, des grandes oscillations du débit admis au compresseur ont été observées. La figure ci-dessous illustre ce phénomène :

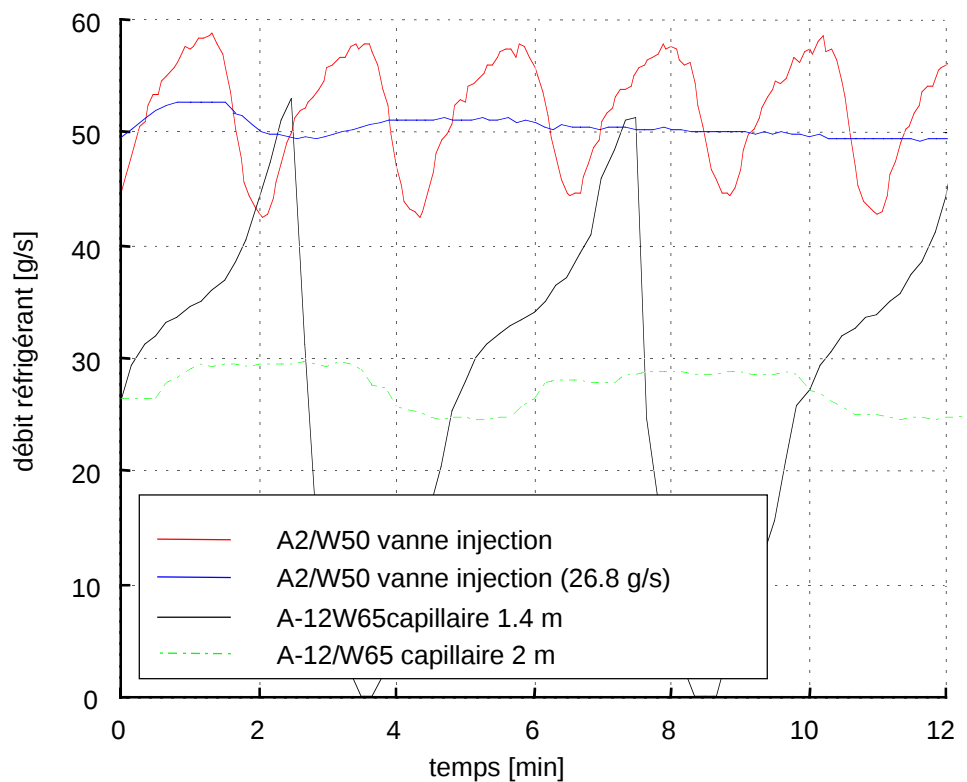


Figure 18: Le débit admis au compresseur en fonction du temps pour différents points de fonctionnement et différents débit-masses injectés

La courbe en rouge et celle en bleu représentent le débit admis en fonction du temps pour le point de fonctionnement A2W50 mais pour différentes régulations de débit injecté. Pour la courbe en rouge, le débit injecté a été réglé par le capillaire de 2 mètres de long tandis que pour la courbe en bleu le débit était réglé par une ouverture constante de la vanne pilotée par l'ordinateur. Les courbes noire et verte représentent les courbes pour le point A-12W65 : une fois le débit injecté réglé par un capillaire de 1.4 mètres (courbe noire) et l'autre (courbe verte) par un capillaire de 2 mètres de long.

Aux mêmes points de fonctionnement on peut donc avoir des situations de débit admis stables et aussi instables selon le débit-masse que l'on injecte au compresseur. Les oscillations sont très probablement dues à la vanne de détente principale dont le point de fonctionnement nominal se trouve autour du point A2W50. Apparemment la vanne a des difficultés à réguler finement le débit admis sur toute la plage de fonctionnement. La raison de ces difficultés réside probablement dans son principe de construction (vanne à pointeau). Pour une pompe à chaleur balayant une plage de températures aussi grande que celle-ci (et donc aussi de débit-massique) une vanne de détente multi-orifices permettrait une régulation de débit sur une plage plus étendue et promet donc d'induire une meilleure stabilité dans le système.

2.5.3 Oscillation de la température de sortie de compresseur

Un troisième problème majeur rencontré pendant les essais était, dans certains cas, une très forte oscillation de la température de refoulement du compresseur. Le graphe ci-dessous montre ce phénomène pour le point de mesure A-12W65 avec l'injection réglée à travers le capillaire de 1.4 mètres :

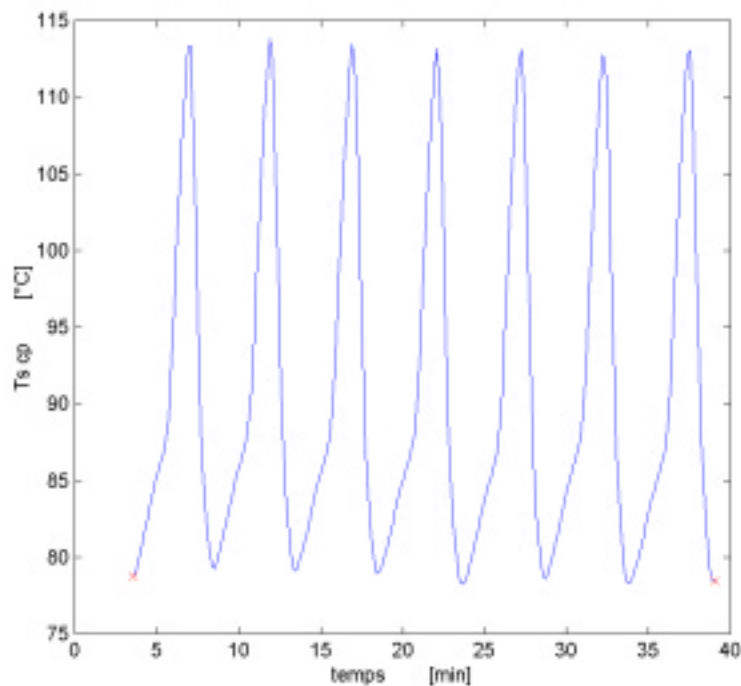


Figure 19: La température de refoulement du compresseur pour le point de mesure A-12W65 avec le capillaire de 1.4 mètres

Il y a à ce point une amplitude de la température de 17 K ce qui peut introduire des contraintes mécaniques dans le système qui tendraient à diminuer la durée de vie de l'installation. Le graphe ci-dessous (page suivante) montre que l'oscillation de la température fait aussi osciller la puissance électrique absorbée par le compresseur ; elle présente une amplitude d'oscillation de 0.25 kW :

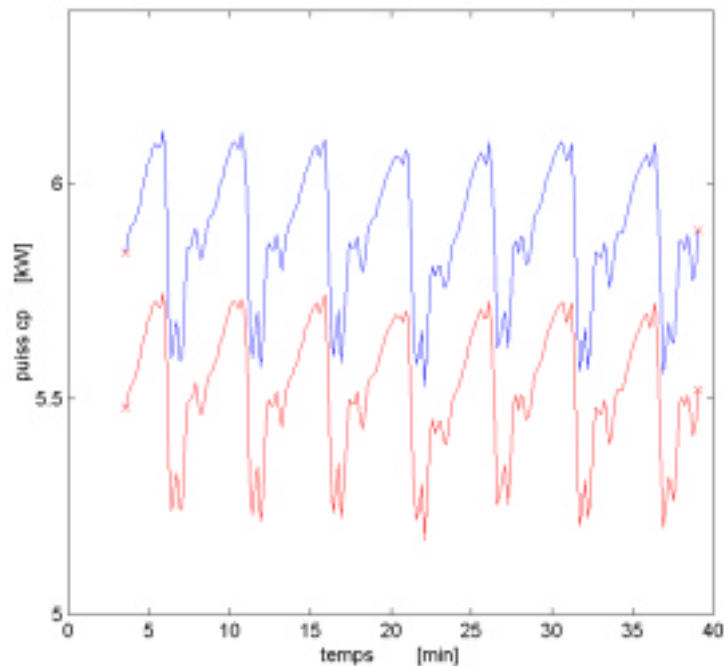


Figure 20: L'oscillation de la puissance absorbée par la pompe à chaleur (bleu) et par le compresseur (rouge)

L'oscillation de la température de refoulement peut venir de deux raisons : D'un côté il y a le fait que le débit admis oscille et avec lui aussi le débit injecté, d'un autre côté il y a la variation de la température de la masse injectée. Les deux graphes suivants montrent l'évolution des deux débits (débit total en rouge et le débit admis en bleu) et les températures des deux composantes de l'échangeur économiseur, où les courbes en noir représentent la composante chaude et les courbes en rouge la composante froide:

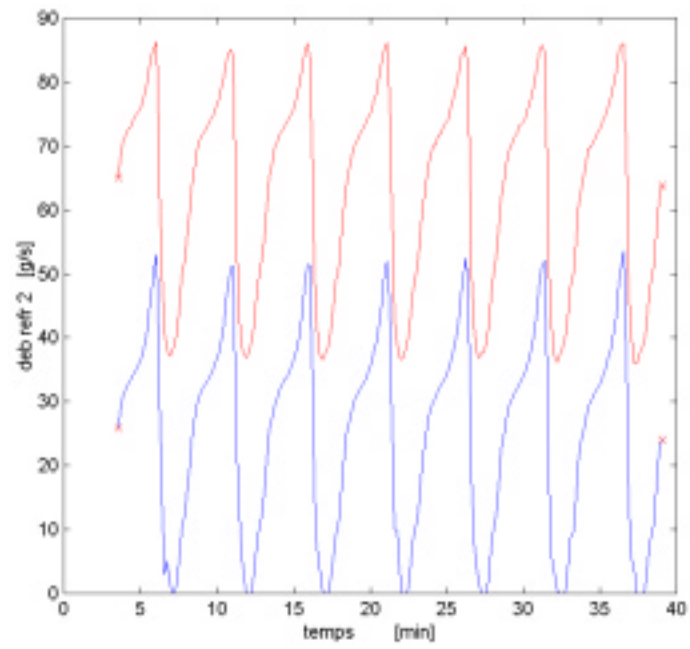


Figure 21: L'évolution temporelle du débit total (rouge) et du débit admis (bleu)

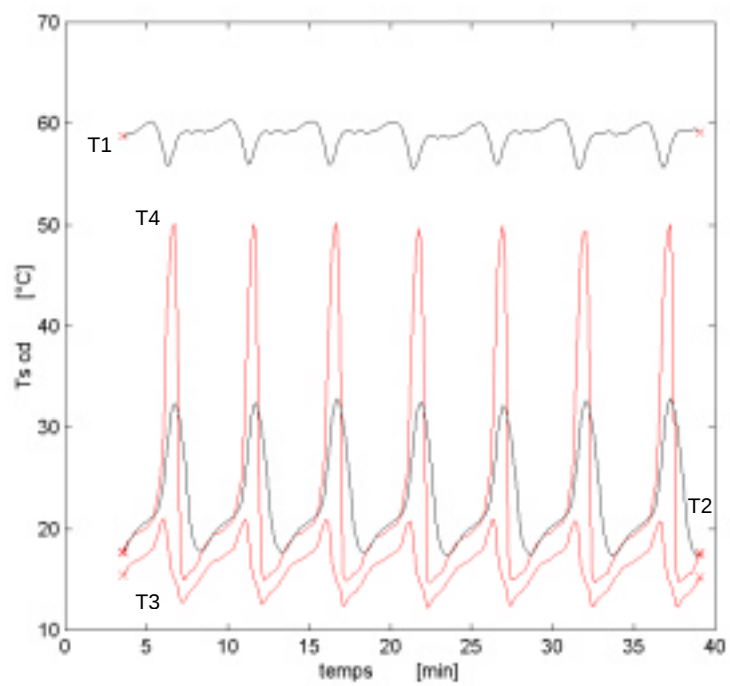


Figure 22: Les températures de l'échangeur économiseur : Les températures de la composante chaude (noir) et de la composante froide (rouge).

T1: Sortie Condenseur, T2 Vers séparation de flux, T3 après détente intermédiaire, T4 vers injection compresseur.

Les deux courbes en rouge dans la figure ci-dessus montrent la composante froide où la courbe plus froide montre la température à l'entrée de l'économiseur du côté « vapeur » et la courbe plus chaude représente l'évolution de la température du réfrigérant injecté dans le compresseur. Cette dernière varie entre 15°C et 50°C et n'aide donc sûrement pas à stabiliser la température de refoulement du compresseur.

Une solution possible pour palier à ce problème réside dans la façon de connecter l'échangeur économiseur. La figure ci-dessous représente les deux composantes de l'échangeur économiseur et sert à expliquer la solution : maintenant cet échangeur est branché en contre-courant afin d'avoir une meilleure efficacité d'échange (figure à gauche). Dans cette situation, le pincement se trouve entre l'entrée de la composante froide et la sortie de la composante chaude laissant une énorme plage de température pour la sortie de la composante froide soit pour le réfrigérant injecté. Une faible diminution du débit injecté entraîne une surchauffe du réfrigérant diminuant ainsi le pouvoir de refroidir la sortie du compresseur.

En changeant le branchement de l'échangeur de contre à co-courant, le pincement change de côté diminuant ainsi la plage de température du réfrigérant injecté (figure à droite). Cette configuration devrait rendre tout le système nettement plus stable puisqu'il enlève quasiment un degré de liberté en limitant fortement la plage de température de la masse injectée.

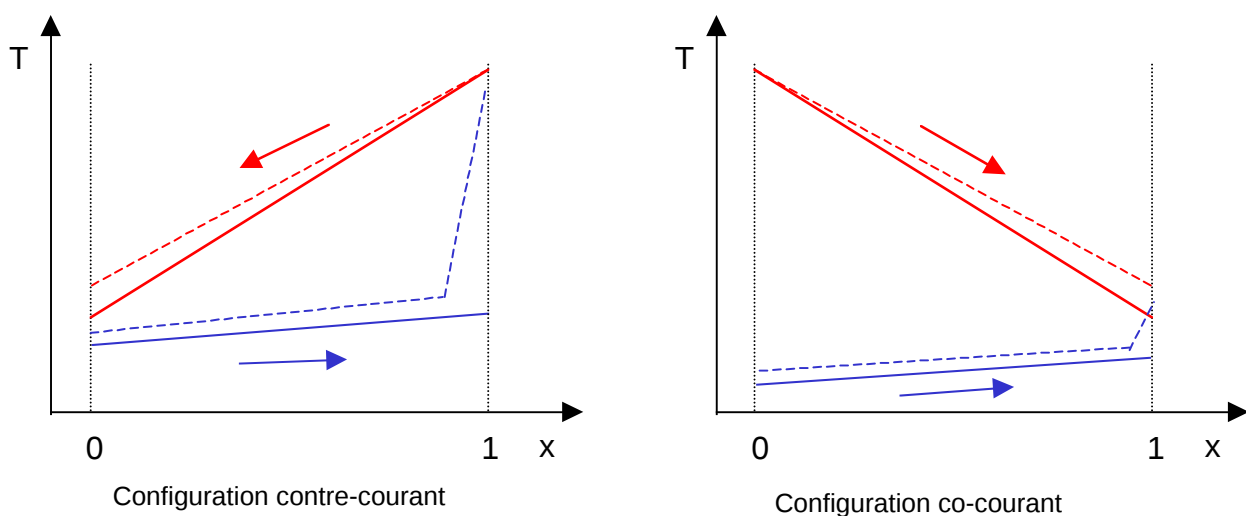


Figure 23: Représentation schématique des composantes chaudes (rouge) et froides (bleu) et de leur comportement qualitatif lors d'une diminution du débit injecté

Lors de la dernière séance avec Satag et EDF, il a été décidé de changer le sens de branchement de l'économiseur et de trouver un nouveau capillaire si nécessaire et de continuer les essais ainsi.

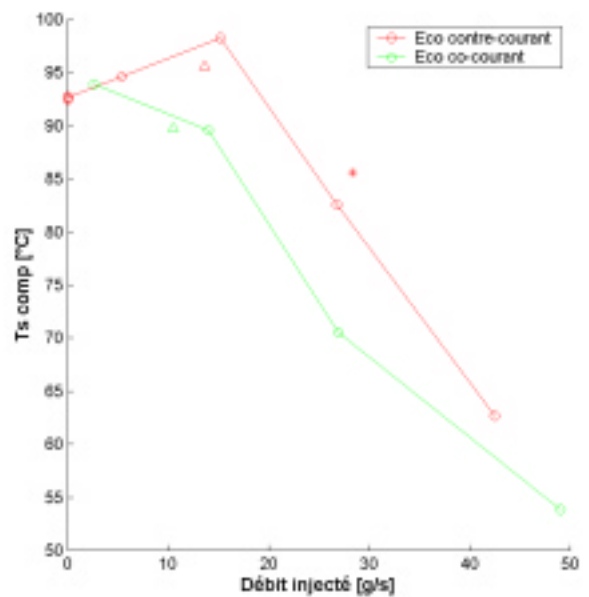
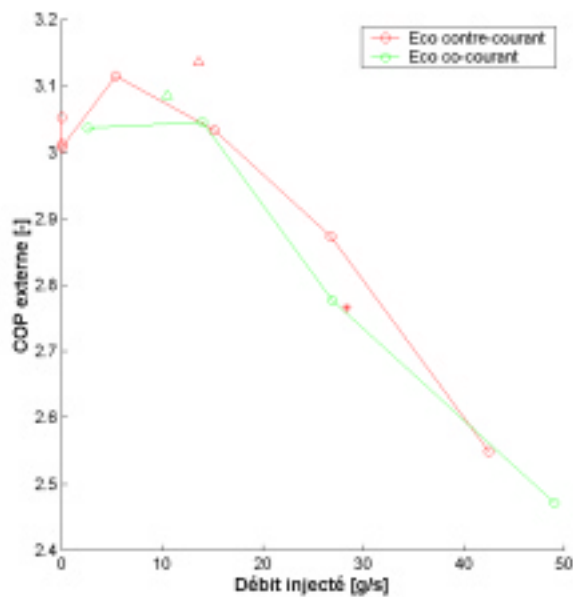
3 Validation de l'inversion de l'échangeur économiseur

3.1 Résultats expérimentaux

Après avoir changé le sens de courant de l'économiseur, il fallait refaire des mesures afin de contrôler le bon fonctionnement de l'installation et de retrouver un capillaire qui fonctionne autour des optimums pour les différents points de mesure.

3.1.1 Point de mesure A2W50

Les trois figures suivantes représentent le COP, la température de refoulement du compresseur et la puissance chaude pour l'installation avec l'économiseur branché en co-courant (courbe verte) et en contre-courant (courbe rouge). Les points ronds sont des points de mesure où le débit injecté est réglé en réglant l'ouverture de la vanne de détente, l'astérisque où le débit injecté est réglé par un capillaire de 1.4 mètres et le triangle un point réglé par un capillaire de 2 mètres :



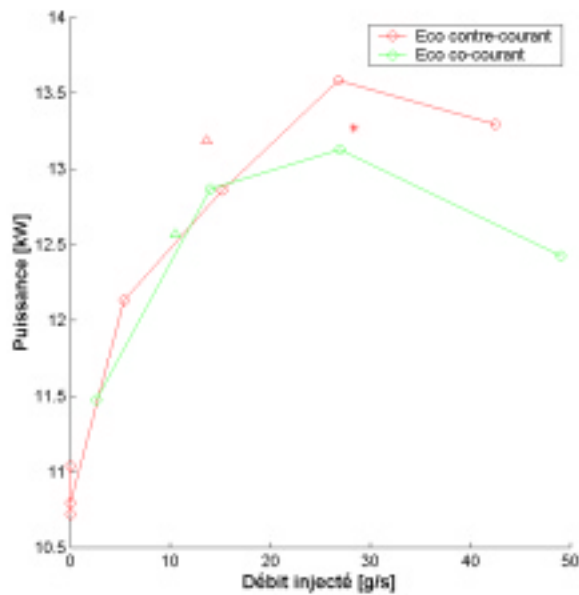


Figure 24: Le COP, la température de refoulement du compresseur et la puissance chaude en fonction du débit injecté pour le point de mesure A2W50. Les courbes vertes correspondent à un fonctionnement avec l'économiseur branché en co-courant, les courbes rouges en contre-courant

Au niveau du COP on peut observer une légère diminution (1.6%) par rapport au branchement en contre-courant. La température de sortie de compresseur est aussi diminuée légèrement tandis que la puissance chaude reste inchangée dans le domaine de débit injecté intéressant.

Le capillaire de 2 mètres de long fonctionne aussi très bien pour l'économiseur branché en co-courant. En effet, le COP se trouve autour de l'optimum pour le point de mesure A2W50. Il est intéressant de noter que même en gardant le même capillaire, le débit injecté a diminué.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Economiseur	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre
Injection	V0	V2.5	V3.8	V5	V7	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	0	5.39	15.2	26.8	42.46	28.38	13.62
Deb. Adm. [g/s]	52.5	52.1	46.8	49.7	50.3	48.27	49.5
COP ext.	3.02	3.12	3.03	2.87	2.54	2.76	3.13
P chaude [kW]	10.8	12.1	12.86	13.6	13.3	13.3	13.2
T ref. [°C]	92.5	94.6	98.3	82.6	62.7	85.6	95.6

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Economiseur	Co	Co	Co	Co	Co	Co	Co
Injection	V0	V2.5	V3.8	V5	V7	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	-	2.62	13.95	26.93	49.01	-	10.49
Deb. Adm. [g/s]	-	52.36	50	47.82	44.77	-	51.32
COP ext.	-	3.04	3.04	2.78	2.47	-	3.09
P chaude [kW]	-	11.5	12.9	13.1	12.4	-	12.6
T ref. [°C]	-	93.89	89.57	70.54	53.82	-	89.8

Tableau 11: Valeurs de mesure pour le point de mesure A2W50 pour le prototype 2 avec le compresseur B pour l'économiseur branché en contre- et en co-courant.

Prototype	2	3
Economiseur	Contre	Co
Compresseur	B	B
Injection	C2m	C2m
Deb. Inj [g/s]	13.62	10.49
Deb. Adm. [g/s]	49.5	51.32
COP ext.	3.13	3.09
P chaude [kW]	13.2	12.6
T ref. [°C]	95.6	89.8

Tableau 12: Tableau comparatif pour le point de mesure A2W50 entre prototype 2 et prototype 3 pour l'optimum du COP

3.1.2 Point de mesure A-12W65

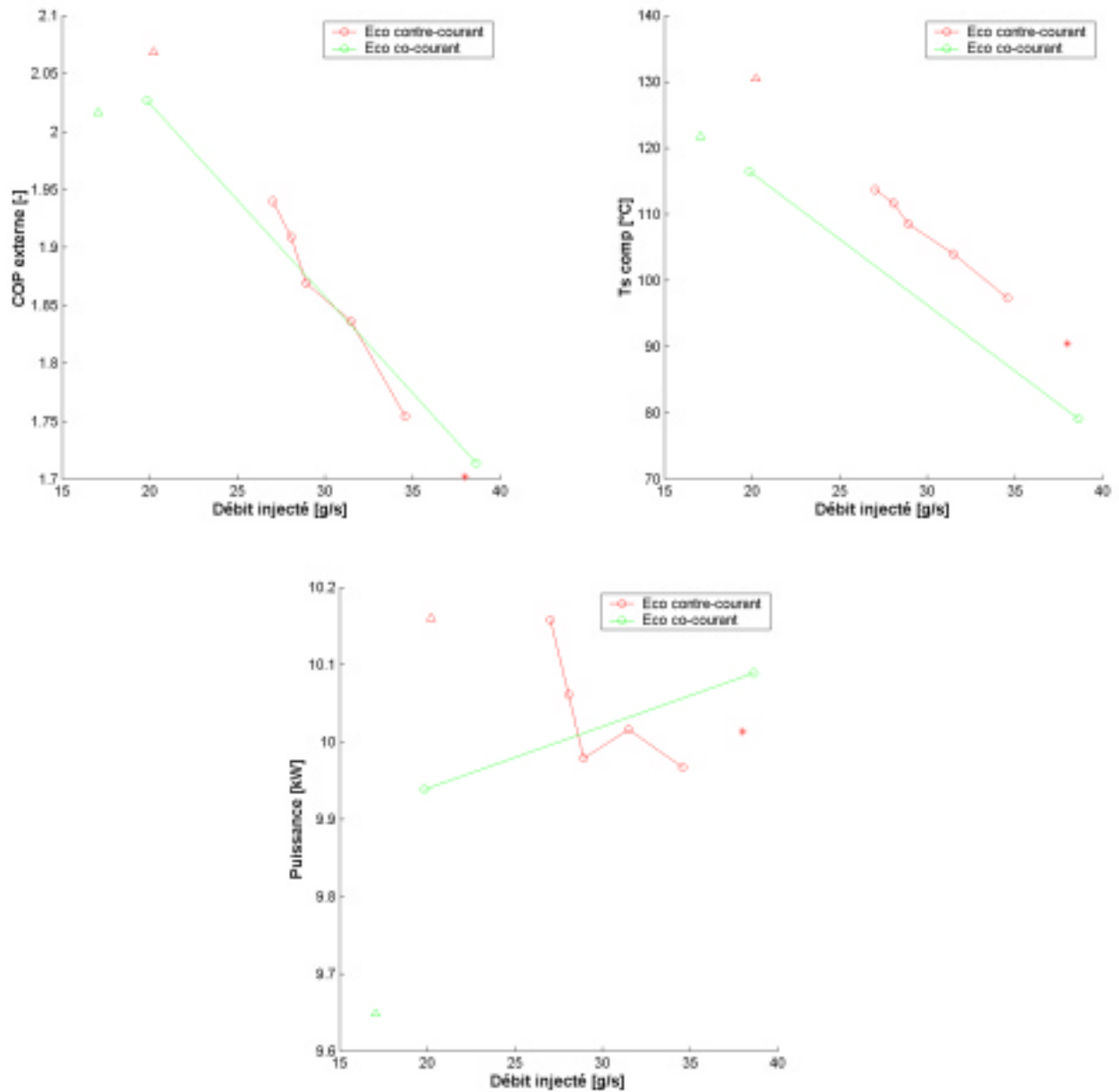


Figure 25: Le COP, la température de refoulement et la puissance chaude pour le cas de branchement de l'économiseur en co-courant (vert) et en contre-courant (rouge) pour le point de mesure A-12W65

Comme au point A2W50, le COP et la température de refoulement ont légèrement diminué par rapport à la configuration avec branchement de l'économiseur en contre-courant. La puissance chaude diminue de 10.15 kW à 9.65 kW au point avec capillaire de 2 mètres.

Point de mesure	1	2	3	4	5	6	7
Economiseur	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre	Contre
Injection	V4.3	V4.4	V4.5	V4.7	V5	C1.4m	C2m
Deb. Inj [g/s]	27.03	28.04	28.91	31.47	34.57	38	20.21
Deb. Adm. [g/s]	26.18	25.81	26.36	25.17	24.56	24.74	27.33
COP ext.	1.94	1.9	1.87	1.84	1.75	1.7	2.07
P chaude [kW]	10.2	10.1	9.9	10	10	10	10.2
T ref. [°C]	113.74	111.63	108.53	104	97.33	90.49	130.52

Point de mesure	1	2	7
Economiseur	Co	Co	Co
Injection	V3.9	V5.3	C2m
Deb. Inj [g/s]	19.85	38.63	17.04
Deb. Adm. [g/s]	28.71	26.28	29.37
COP ext.	2.03	1.71	2.02
P chaude [kW]	9.65	10.09	9.65
T ref. [°C]	116.49	79.11	121.79

Tableau 13: Valeurs de mesure pour le point de mesure A-12W65 pour le prototype 2 avec le compresseur B pour l'économiseur branché en contre- et en co-courant.

Prototype	2	3
Economiseur	Contre	Co
Compresseur	B	B
Injection	C2m	V3.9
Deb. Inj [g/s]	20.21	19.85
Deb. Adm. [g/s]	27.33	28.71
COP ext.	2.07	2.03
P chaude [kW]	10.2	9.65
T ref. [°C]	130.52	116.49

Tableau 14: Tableau comparatif pour le point de mesure A-12W65 entre prototype 2 et prototype 3 pour l'optimum du COP

Aussi au point A-12W65 moins de réfrigérant est injecté à travers le même capillaire. La figure ci-dessous montre les deux cycles thermodynamiques dans le diagramme LnP-h pour la configuration de branchement en co-courant (rouge) et en contre-courant (noir). La raison pour laquelle le capillaire présente une résistance plus élevée en co-courant devient claire dans le diagramme ci-dessous : le pincement dans l'économiseur est plus grand déplaçant ainsi la détente intermédiaire vers la droite avec la conséquence que la détente intermédiaire doit se faire dans une proportion en biphase plus grande que pour l'économiseur branché en contre-courant. Le pincement élevé n'induit pas seulement des pertes au niveau de l'échangeur, mais aussi diminue le prélèvement d'énergie gratuite au niveau de l'évaporateur.

La température de refoulement est plus faible avec le branchement en co-courant ; elle est de 122 C par rapport à 130°C avec le branchement d'origine. La raison pour cela peut être une température de la masse injectée plus faible (7.6°C par rapport à 9.8°C) ou simplement le fait que l'on injecte moins à une pression intermédiaire plus faible qui diminue les pertes dans le compresseur.

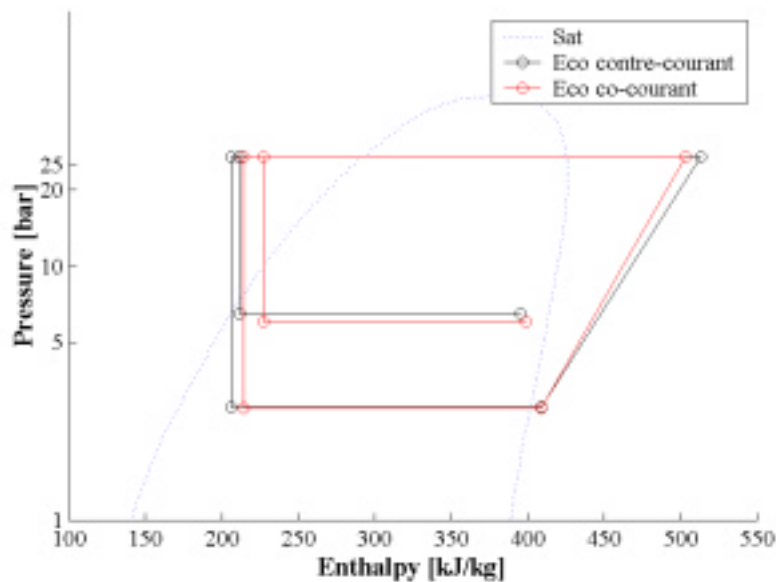


Figure 26: Diagramme LnP-h représentant le cycle thermodynamique avec l'économiseur branché en contre-courant (noir) et en co-courant (rouge)

3.1.3 Résultats en général

Le graphe ci-dessous montre une comparaison générale des COP en fonction du débit injecté pour les points de fonctionnement A2W50, A-12W50, A-12W60 et A-12W65. Les deux configurations - en co-courant (astérisque) et en contre-courant (rond) - avec le capillaire de 2 mètres ont été réalisées:

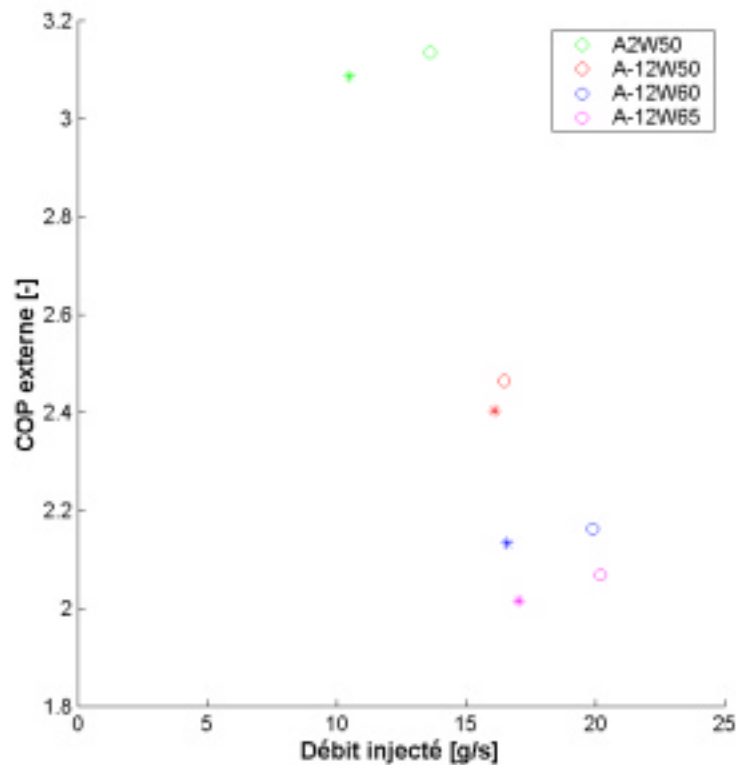


Figure 27: Le COP en fonction du débit injecté pour les quatre points de mesure pour la configuration en co-courant (astérisque) et en contre-courant (rond) avec le capillaire de 2 mètres

Pour tous les points de mesure, on a pu observer une diminution du COP externe de 1-2% environ et une réduction du débit-masse injecté dû au fait que la détente se passe dans un domaine où la proportion de réfrigérant en biphasé dans le capillaire est plus élevée qu'avec le branchement en contre-courant.

Les deux graphes suivants permettent de visualiser les températures de la composante froide et de la composante chaude pour le branchement de l'échangeur économiseur en contre-courant (gauche) et en co-courant (droite) :

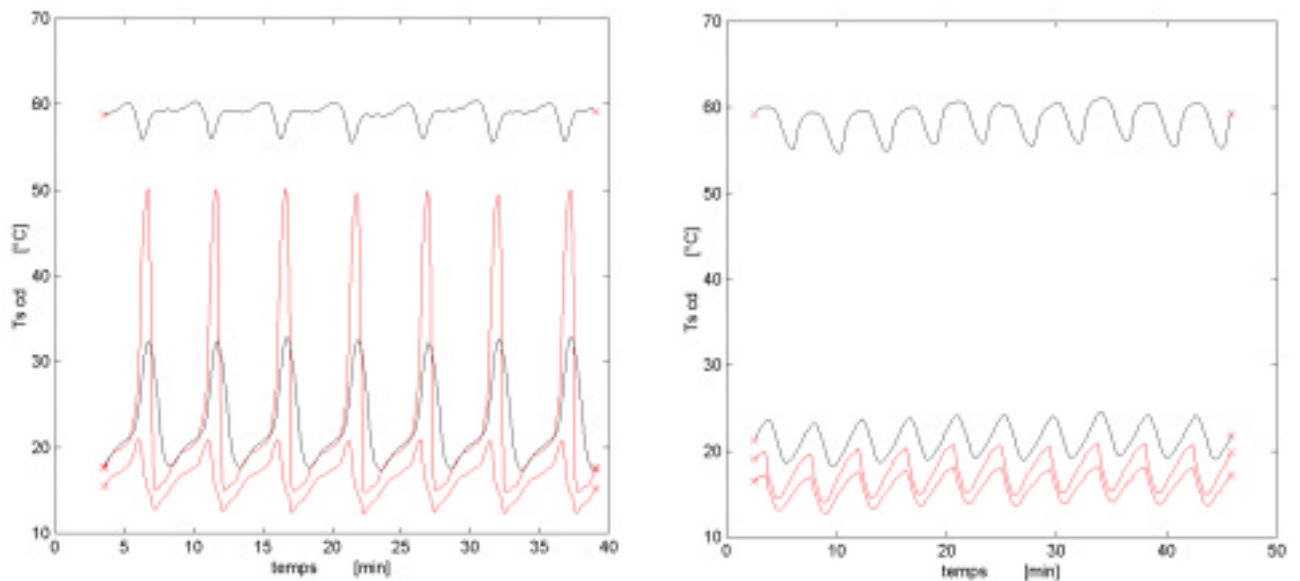


Figure 28: Les températures de la composante chaude (noir) et de la composante froide (rouge) pour la configuration de l'échangeur en contre-courant (gauche) et en co-courant (droite) au point A-12W65 avec le capillaire de 1.4 mètres

La nouvelle configuration diminue un peu la performance totale de la machine (baisse du COP de 1-2%) mais apporte un énorme gain au niveau de la stabilité de la pompe à chaleur : dans les mêmes conditions la température de réfrigérant injecté oscille entre 15 et 20°C tandis qu'avec le branchement original cette oscillation avait lieu entre 15°C et 50°C !

Comme on peut voir sur la figure ci-dessous l'oscillation de la température de refoulement du compresseur a diminué de moitié : on est passé d'une amplitude de 17 K à 8K :

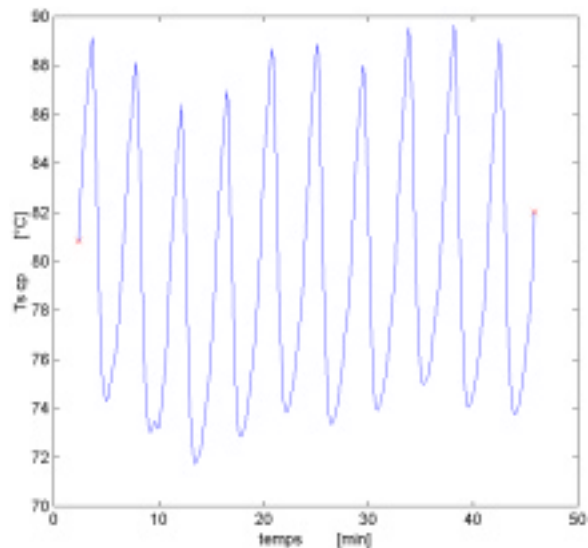


Figure 29: La température de refoulement du compresseur pour le point de mesure A-12W65 avec le capillaire de 1.4 mètres et avec l'échangeur économiseur branché en co-courant.

4 Conclusions

La première phase de ce projet PAC Haute Température avait permis de réaliser et de tester un premier prototype utilisant un compresseur à injection de vapeur et avait mis en évidence le grand potentiel de ce type de configuration.

La deuxième phase a permis de mieux comprendre les caractéristiques d'un tel cycle mais surtout de simplifier le premier prototype tout en augmentant sa performance :

- L'ancien compresseur (A) a été remplacé par un nouveau (B) sensiblement plus performant.
- La vanne de détente intermédiaire qui était un système onéreux et mal vu par les constructeurs de PAC a été remplacé par un simple capillaire qui règle le débit injecté en tout point de fonctionnement très proche de l'optimum.
- La géométrie du capillaire a été optimisée afin de pouvoir travailler aussi près que possible des optima en tout point de fonctionnement. La géométrie finale a été extrapolée à partir du capillaire existant (1.4 m de long et $\varnothing 1.4$ mm) et des mesures effectuées avec la vanne de détente intermédiaire. La géométrie choisie est un capillaire de 2 m de long avec un diamètre interne de 1.4 mm.
- Le branchement de l'économiseur a été changé : originalement il était branché en contre-courant permettant à la température du réfrigérant injecté d'osciller sur une grande plage induisant des grandes oscillations au niveau de la température de sortie de compresseur, de la puissance absorbée et aussi de la puissance chaude. Le changement du sens de branchement a fortement stabilisé la machine en tout point de fonctionnement induisant cependant une perte de 3% environ sur le COP (Proto 2, compresseur B).

La nouvelle configuration a permis d'obtenir un COP_{EXT} de 3.1 (augmentation de 3%) au point A2W50 et un COP_{EXT} de 2.02 (augmentation de 6%) au point A-12W65 livrant une puissance chaude de 9.65 kW.

Pour la mesure avec dégivrage, le point A2W50 avec injection par capillaire permet d'obtenir un COP_{EXT} de 2.74, ce qui est une amélioration de 6%, livrant une puissance chaude de 10.9 kW. L'analyse des cycles de dégivrage ainsi que l'étude d'un revêtement au niveau de l'évaporateur permet d'espérer une amélioration de ces performances.

Le tableau ci-dessous permet de comparer certaines valeurs de mesure pour les différents points de mesure. Les mesures indiquées ci-dessous sont les points où le débit injecté est réglée avec le capillaire de 2 mètres (pour le prototype 2) et par la vanne de détente électronique (pour le prototype 1):

Prototype	1	2	2
Point de mesure	A2W50		
Economiseur	Contre	Contre	Co
Compresseur	A	B	B
Injection	Reg	C2m	C2m
Deb. Inj [g/s]	16.62	13.62	10.49
Deb. Adm. [g/s]	43.7	49.5	51.32
COP ext.	3.03	3.13	3.09
P chaude [kW]	12.2	13.2	12.6
T ref. [°C]	85.8	95.6	89.8
Point de mesure	A-12W50		
Economiseur	Contre	Contre	Co
Compresseur	A	B	B
Injection	Reg	C2m	C2m
Deb. Inj [g/s]	15.73	16.5	16.1
Deb. Adm. [g/s]	26.9	29.1	28.8
COP ext.	2.26	2.46	2.4
P chaude [kW]	9	9.6	9.2
T ref. [°C]	95.3	100.2	95.3
Point de mesure	A-12W60		
Economiseur	Contre	Contre	Co
Compresseur	A	B	B
Injection	Reg	C2m	C2m
Deb. Inj [g/s]	23.34	19.91	16.6
Deb. Adm. [g/s]	25.47	28.3	28.62
COP ext.	1.9	2.16	2.13
P chaude [kW]	9.6	10.3	9.41
T ref. [°C]	98.75	125.6	113.4
Point de mesure	A-12W65		
Economiseur	Contre	Contre	Co
Compresseur	A	B	B
Injection	Reg	C2m	C2m
Deb. Inj [g/s]	22.64	20.21	17.04
Deb. Adm. [g/s]	25.05	27.33	29.37
COP ext.	1.91	2.07	2.02
P chaude [kW]	9.9	10.2	9.65
T ref. [°C]	118.4	130.52	121.79

5 Bibliographie

- [1] F. Brand, M. Zehnder, Prof. D. Favrat: ***Pompe à Chaleur air-eau Haute Température Phase 1***, Rapport final., Office Fédéral de l'Energie, Lausanne LENI-EPFL, juin 2000