
Programme de recherche
Chaleur ambiante et rejets thermiques;
Installations chaleur force

Compresseur Radial pour Pompe à chaleur biétagée

Phase 1: Etude de faisabilité

Préparé par
Jürg Schiffmann, Alex Molyneaux
OFTTech SA, Parc Scientifique de l'EPFL-C, 1015 Lausanne

Avec les contributions de D. Favrat, F. Maréchal, M. Zehnder, J. Godat
du Laboratoire d'énergétique industrielle de l'Ecole Polytechnique
Fédérale de Lausanne

Jurg.schiffmann@ofttech.com

© Office fédéral de l'énergie

Sur mandat de
L'Office fédéral de l'énergie

Novembre 2002

Rapport final

Résumé

Le but de cette première phase du projet est d'étudier la faisabilité d'un compresseur radial, bi-étagé, sans huile pour des pompes à chaleur retrofit pour des applications domestiques. Ce rapport décrit le travail effectué par OFTtech SA en collaboration avec le *Laboratoire d'énergie industrielle* (LENI) de l'EPFL

L'objectif d'une pompe à chaleur retrofit est de pouvoir produire de l'eau chaude à 60°C avec une élévation de température de 10 K pour une température extérieure de -12°C. Sa source froide est l'air extérieur. Au point A-12W60 elle doit fournir une puissance de chauffage de 10 kW au moins. Ces caractéristiques sont nécessaires pour remplacer des chaudières à mazout et à gaz.

Pour atteindre des coefficients de performance acceptables pour concurrencer les chaudières conventionnelles un cycle bi-étagé représente la solution technique la plus avancée en ce moment. Ce rapport démontre qu'un turbocompresseur tournant à vitesse variable (jusqu'à 240'000 t/min), peut conduire à une solution unique avec des performances plus élevées que celles des meilleures solutions existantes sur le marché actuel. Cela est possible en utilisant des paliers lubrifiés avec du réfrigérant en phase gazeuse qui permettent d'exclure de l'huile dans la boucle de réfrigération. Les paliers à gaz utilisés ont des jeux radiaux de l'ordre de 5 à 10 micromètres. Par conséquent les tolérances de fabrication des paliers sont de l'ordre du micromètre pour des productions en grosse série.

Plusieurs réfrigérants ont été pris en considération. Le R134a a été choisi pour cette étude. Le travail effectué par ABB a démontré la faisabilité de compresseurs radiaux de moins de 20 mm de diamètre présentant des efficacités entre 60 et 80%. Le compresseur, entraîné par moteur électrique ne sera pas plus long que 100 mm le rendant ainsi plus petit, plus léger et moins cher que les solutions existantes.

La conclusion principale du projet est que la performance globale comparée aux solutions existantes résulte en une réduction de la consommation d'énergie électrique de près de 20% et qu'un tel turbocompresseur était faisable techniquement et aussi économiquement. Par ailleurs la caractéristique est plus compatible avec la demande.

Cette première phase du projet a été financé par l'OFEN (Office fédéral de l'énergie) et par le PSEL (Fonds pour projets et études de l'économie électrique)

Zusammenfassung

In dieser ersten Phase des Projekts wird die Machbarkeit eines zweistufigen, ölfreien Turbokompressors für Retrofit-Wärmepumpen aufgezeigt. Diese Arbeit ist in Zusammenarbeit mit dem *Laboratoire d'énergétique industrielle* (LENI) an der ETH in Lausanne entstanden.

Das Hauptziel einer Retrofit-Wärmepumpe ist eine Variante zu Gas- und Ölheizungen für Einfamilienhäuser zu stellen. Um dies zu ermöglichen, muss die Wärmepumpe fähig sein, Wasser bei einer Aussenlufttemperatur von -12°C , auf eine Temperatur von 60°C zu erhitzen (bei einem minimalen Temperaturhub von 10 K) und dabei mindestens 10 kW an Heizleistung abgeben können.

Ein zweistufiger Zyklus stellt die im Moment technologische vernünftigste Lösung dar um akzeptable Leistungszahlen zu erhalten, die es erlauben mit konventionellen Gas- und Ölheizungen zu konkurrenzieren. Diese Studie zeigt, dass ein zweistufiger, mit variabler Geschwindigkeit (bis zu 240'000 t/min) angetriebener Turbokompressor möglich ist und zu einer Lösung führen kann, die wesentlich bessere Leistungszahlen ausweist, als die besten auf dem jetzigen Markt erhältlichen Systeme. Dies ist möglich dank mit gasförmigen Kältemittel geschmierten Lager, die es erlauben mit hohen Geschwindigkeiten zu drehen und absolut ölfrei sind. Diese Gaslager haben ein radiales Spiel von 5 bis 10 Mikrometer, was zu Fabrikationstoleranzen in der Grössenordnung von einem Mikrometer führt.

Mehrere Kältemittel wurden in Erwägung gezogen; das R134a wurde in dieser Studie gebraucht. Die von ABB ausgearbeitete Studie beweist die Machbarkeit von kleinen Radialkompressoren ($<20\text{ mm}$), die mit Wirkungsgraden zwischen 60 und 80 % drehen. Der mit einem elektrischen Motor getriebenen Kompressor wird nicht länger als 100 mm sein; kleiner, leichter und billiger als bisherige Kompressoren.

Die Schlussfolgerung dieser Studie ist dass die berechnete Jahresarbeitszahl verglichen mit den existierenden Lösungen von Satag und KWT eine Reduktion des Strom-Konsums von bis zu 20 % erlaubt und dass ein solcher Kompressor sowohl technisch als auch wirtschaftlich machbar ist.

Diese erste Phase des Projekts wurde vom BFE (Bundesamt für Energie) und vom PSEL (Projekt und Studienfonds der Elektrizitätswirtschaft) finanziert.

Abstract

This report describes the work performed by OFTTech SA, in collaboration with the *Industrial Energy Laboratory* (LENI) of the EPFL in Lausanne, investigating the feasibility of designing an oil-free turbo-compressor for domestic retrofit heat pump applications.

The primary objective for a retrofit heat pump is that it produces heating water at 60 C (with at least 10 C temperature rise) with an external air temperature of -12 C and can supply at least 10 kW. This would enable the heat pump to directly replace oil or gas boilers.

To enable a heat pump to produce the required hot water with a sufficient Coefficient of Performance (COP) a two-stage compressor is the most sensible technical solution currently available. This report shows how a turbo-compressor consisting of a single rotor with two centrifugal compressor wheels, running at variable speeds up to 240,000 rpm, can provide a unique solution with better predicted performance than existing solutions. This is possible by the use of bearings lubricated with gaseous refrigerant - excluding completely the need for oil in the system with its associated heat transfer, system, environmental and cost disadvantages. These bearings need radial clearances between 5 and 10 micrometers, leading to manufacturing tolerances in the order of magnitude of one micrometer.

Various possible refrigerants are discussed with R134a being chosen for this study. Investigations performed by ABB are reported showing the possible design of the two small turbo-compressors resulting in wheels of less than 20 mm. The electric motor for this directly driven compressor together with the wheels and gas bearings will result in a complete rotor of less than 100 mm long - making it smaller, lighter and cheaper than existing compressors.

The principle conclusion is that the overall performance of this novel turbo-compressor when compared with the existing products of Satag and KWT results in a 20% energy saving over the year, and that such a turbo-compressor is certainly feasible.

This project is sponsored by the Swiss Federal Energy Office and by the Funds for projects and studies of the economy of electricity.

Tableau de matière

1	Introduction	8
2	Pré étude	9
2.1	Design de base	9
2.2	Dégivrage.....	10
2.3	Choix de réfrigérant	10
2.4	Cahier de charge ABB	11
2.5	Cahier de charge du moteur électrique	12
3	Etude.....	13
3.1	Compresseur ABB	13
3.2	Moteur électrique	15
3.3	Echangeurs de chaleur	16
3.3.1	Evaporateur	16
3.3.2	Condenseur	16
3.4	Modélisation.....	17
3.4.1	Simulation	17
3.4.2	Caractérisation des performances.....	17
3.4.3	Calcul des pertes auxiliaires, du dégivrage et du COP global	17
3.5	Etude des contraintes mécaniques	19
3.5.1	Contraintes dans la butée axiale	19
3.5.2	Dilatation de l'arbre	19
3.6	Les paliers à gaz.....	20
3.6.1	Le palier radial	20
3.6.2	Le palier axial.....	20
3.7	Dynamique de rotor	21
3.8	Estimation thermique	22
4	Résultats	23
4.1	Points de fonctionnement	23
4.1.1	Point de fonctionnement A-12W60	24
4.1.2	Point de fonctionnement A-7W55	26
4.1.3	Point de fonctionnement A-3W53	28
4.1.4	Point de fonctionnement A2W50	30
4.1.5	Point de fonctionnement A7W45	32
4.1.6	Point de fonctionnement A12W40	34
4.1.7	Résumé des résultats	36
4.2	COP annuel	40
4.2.1	Calcul	40
4.2.2	Résultat	41
5	Etude thermo-économique	44
5.1	Marché	44
5.2	Prix de revient	44
6	Conclusion	46
7	Références.....	47

1 Introduction

Le projet Swiss Retrofit Heatpumps a comme but le développement de pompes à chaleur capables de se substituer à une chaudière au gaz ou au fioul en maisons individuelles. Pour cela elles doivent être capables de produire de l'eau chaude à une température suffisamment élevée pour permettre un chauffage correct avec des radiateurs de réseaux conventionnels de la maison. Un premier objectif est de produire de l'eau chaude à 60°C avec une augmentation de température de 10°C au moins avec une température de l'air extérieur de -12°C. La pompe à chaleur doit pouvoir délivrer une puissance de 10 kW au minimum.

Afin de pouvoir livrer une puissance de chauffage suffisante et de tourner avec un COP aussi élevé que possible les cycles bi-étagés sont les plus efficaces. L'inconvénient majeur de l'utilisation de compresseurs volumétriques (pistons, scroll, etc.) dans des cycles bi-étagés est la présence de l'huile de lubrification dans la boucle de réfrigération. Celle-ci non seulement pénalise la fin d'évaporation dans l'évaporateur mais nécessite aussi un système sophistiqué d'équilibrage de l'huile entre les deux compresseurs afin d'éviter qu'elle se concentre dans un compresseur seulement et que l'autre tourne à sec.

L'objectif général de ce projet est donc l'analyse et le développement d'une pompe à chaleur bi-étagée avec compresseur radial supporté sur des paliers à gaz, entraîné par un moteur électrique à haute vitesse (~220'000 rpm). Les avantages d'un tel système sont multiples:

- Pas d'huile dans la boucle de réfrigération (par le fait d'utiliser des compresseurs dynamiques et des paliers à gaz). Recyclage facilité du fluide frigorigène en fin de vie, moins de facteur d'encrassement ou de décomposition, ré-évaporation facilitée dans les séparateurs de liquide.
- Des rendements électriques isentropiques élevés.
- Tous les avantages d'un système bi-étagé.
- Modulation de la puissance du compresseur en fonction de la charge (moteur électrique à haute vitesse avec électronique de puissance permettant un réglage de la puissance et de la vitesse (dans une plage cependant limitée). Faible courant de démarrage.
- Faible contenu en matériaux permettant d'espérer un prix compétitif par rapport aux systèmes mono-étagés.
- Système à haute performance permettant dans un premier temps d'alimenter des pompes à chaleur de petite puissance (10-15 kW thermiques) bi-étagées tout en excluant le problème de la migration de l'huile donc potentiellement plus fiables. Extension ultérieure à d'autres gammes de puissance
- Évaporateur plus efficace et de plus petite taille (évite l'élévation de température nécessaire en présence d'huile en fin d'évaporation).

La première phase de ce projet décrit dans ce rapport porte sur l'étude de faisabilité. Le but principal a été d'étudier la faisabilité un compresseur radial à faible puissance pour du réfrigérant, de caractériser son comportement dans une pompe à chaleur, d'estimer le COP annuel et de comparer les performances d'une telle machine aux pompes à chaleur présents sur le marché actuel.

2 Pré étude

2.1 Design de base

Plusieurs cycles thermodynamiques sont possibles pour des applications de pompe à chaleur bi-étagées. Le choix du cycle envisagé pour l'application avec compresseurs radiaux est fait à l'aide des résultats d'un autre projet [1] mené à terme au LENI. Dans le cadre de ce projet quatre cycles bi-étagés ont été analysés dans le but de déterminer le cycle présentant les meilleures performances pour l'application en tant que pompe à chaleur destinée au marché de retrofit. Les quatre cycles analysés ont les caractéristiques suivantes:

1. Cycle mono-étagé avec cycle supplémentaire pour sous refroidissement supplémentaire au niveau du condenseur.
2. Deux cycles de pompe à chaleur mono-étagés en cascade où la puissance chaleur produite par le premier étage est transmise au deuxième étage par l'intermédiaire d'un échangeur.
3. Cycle bi-étagé avec économiseur-séparateur de phase à pression intermédiaire.
4. Cycle avec injection intermédiaire biphas.

L'étude menée a montré qu'en terme de COP la solution 2 (deux cycles en cascade) était la moins performante et que les trois autres solutions présentaient des COP très similaires. La solution 1 n'étant pas intéressante pour des compresseurs radiaux dû au haut rapport de pression du premier étage sera aussi écartée.

La solution 4 est intéressante surtout pour des applications avec des réfrigérants non azéotropes pour éviter une distillation du mélange des réfrigérants.

La solution 3 étant simple au niveau du concept et présentant la possibilité d'un dégivrage mixte (inversion de cycle et économiseur pour source d'énergie supplémentaire et stabilisateur de pression) sera maintenue.

Idéalement la puissance fournie par la pompe à chaleur sera adaptée en fonction de la température extérieure en agissant sur la vitesse de rotation qui influencera le débit massique pour un rapport de pression total fixé par la température de l'eau de chauffage et par la température extérieure. La pression intermédiaire est fixée par le rapport entre les débits massiques des deux étages. Afin d'éviter des coups de liquide des surchauffeurs en ligne à l'entrée de chaque compresseur et un séparateur en suite d'évaporation seront nécessaires. Vu la nature du compresseur (deux compresseurs radiaux sur le même arbre) il ne sera pas possible d'utiliser un étage seulement en bloquant l'entrée ou la sortie de l'autre: l'étage en question risquerait de travailler en régime de pompage exerçant notamment des forces trop importantes pour les paliers, même si une approche d'équilibrage des forces axiales de chaque étage est prévue.

La figure ci-dessous montre un schéma du cycle de pompe à chaleur bi-étagée envisagé :

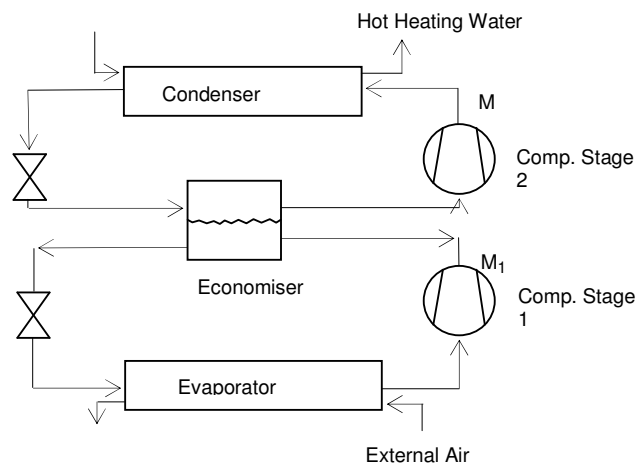


Figure 1: Schéma du cycle bi-étagé envisagé

2.2 Dégivrage

Un dégivrage mixte sera envisagé utilisant le condenseur comme source chaude et l'économiseur comme source chaude supplémentaire et comme stabilisateur de pression. Selon [2] le dégivrage mixte représente la solution permettant de réduire le temps de dégivrage un maximum et minimise donc les pertes au niveau du COP global dû au dégivrage. Lors du dégivrage les deux compresseurs vont devoir travailler en parallèle ou même en série. Seulement les caractéristiques de compresseur permettront d'établir la stratégie la mieux adaptée. Selon [2] la perte globale sur le COP extérieur et la puissance de chauffe sont de l'ordre de 3 et 10 % respectivement au point de fonctionnement A2W50 h.r.93% utilisant la stratégie de dégivrage mixte.

2.3 Choix de réfrigérant

Les critères pour le choix du réfrigérant sont de nature écologique (diminution l'effet de serre et la décomposition de l'ozone) ainsi que de nature thermodynamique. Les grandeurs physiques des réfrigérants fixent les rapports de pression, les débits massiques et volumétriques et influencent le COP. Dans le cas d'utilisation de compresseurs radiaux le choix de réfrigérants influence aussi la taille de la roue de compresseur et surtout la vitesse de rotation.

Les réfrigérants analysés sont le R134a et le R407C n'ayant pas de potentiel de destruction de l'ozone mais un potentiel de réchauffement global par effet de serre non négligeable. Pour diminuer l'effet de serre il faudrait avoir recours à des réfrigérants naturels tel que le butane et le iso-butane (R600, R600a), le propane (R290) ou l'ammoniac (R717). Une alternative intéressante dont on parle de plus en plus est le CO₂. L'inconvénient majeur de ce fluide est la haute pression (100 bar) et donc les forces agissant sur les paliers et les autres composants du système.

Les effets de plusieurs réfrigérants ont été analysés et résumés dans la table ci dessous. Les valeurs indiquées ont été calculées au point A-12W60 pour une puissance chaude de 12 kW et des rendements isentropiques de 80%. Pour estimer la vitesse de rotation et le diamètre des roues de compresseurs la procédure selon [3] a été utilisée utilisant les nombres adimensionnels tels que la vitesse spécifique et le diamètre spécifique. Les colonnes n_s et d_s indiquent la vitesse et le diamètre spécifique des compresseurs du premier et du deuxième étage selon [3]. Les vitesses et les diamètres spécifiques choisis se trouvent dans la plage de valeurs optimales pour des compresseurs radiaux. Les colonnes suivantes indiquent le diamètre des deux roues de compresseur, la vitesse de rotation maximale, la vitesse tangentielle en sortie de compresseur, la vitesse de son, le nombre de Mach et le débit volumétrique à travers le premier et le deuxième étage respectivement. Les dernières 4 colonnes montrent la pression d'entrée, la pression de sortie, le rapport de pression et le COP.

	n_s [-]	d_s [-]	d [mm]	n [krpm]	Tip Speed [m/s]	A (T_{IN}) [m/s]	M [-]	V [l/s]	P_{IN} [bar]	P_{OUT} [bar]	Π_{TOT} [-]	COP [-]
R134a	0.78	3.5	23	200	241	150	1.61	7.6	1.39	16.8	12.3	3.01
	0.62	4.5	20		209	160	1.3	2.8				
R407C	0.78	3.5	18	295	278	160	1.74	5	2.24	27.6	12.3	2.88
	0.76	3.5	13		201	170	1.18	1.7				
R600	0.78	3.5	33	195	337	198	1.7	21	0.47	6.4	13.6	3.12
	0.56	4.6	27		277	212	1.31	7.2				
R600a	0.78	3.5	28	220	322	197	1.63	14	0.75	8.68	11.6	3.07
	0.6	4.5	24		276	210	1.31	5.3				
R290	0.78	3.5	16	410	344	224	1.53	5	2.53	21.2	8.4	2.97
	0.71	3.5	13		279	235	1.19	2.3				
R717	0.78	3.5	11	1050	605	397	1.52	4.5	1.98	26.1	13.6	3.09
	0.52	4.5	9		495	428	1.16	1.7				

Tableau 1: Les effets de plusieurs réfrigérants sur les pressions et les dimensions des compresseurs

Pour le R407C les désavantages sont la haute pression de sortie de compresseur qui va créer une force axiale trop importante pour être supportée par le palier axial. De plus le R407C est un réfrigérant non azéotrope présentant donc un risque de distillation.

Le butane et le iso-butane (R600, R600a) ont des avantages dus à leur faible pressions en sortie du deuxième étage mais l'inconvénient majeur est le haut nombre de Mach en sortie du compresseur qui

pourrait conduire à une réduction de vitesse et donc à un régime suboptimal. De même que la pression sous atmosphérique à certains régimes.

Pour l'ammoniac (R717) la vitesse de rotation est très élevée ce qui en soit n'est pas forcément un problème pour les paliers mais pour le moteur électrique et surtout pour la résistance des roues de compresseur: une vitesse périphérique de 600 m/s est très élevée et requiert des matériaux spéciaux.

Les deux solutions restantes sont le propane (R290) et le R134a. Le propane (R290) est très avantageux en ce qui concerne les pressions, mais les roues de compresseur sont déjà très petites.

Le réfrigérant R134a permet des diamètres de roue de compresseur acceptables, présente un rapport de pression et un COP moyen et des nombres de Mach raisonnables. De plus la vitesse de rotation est la moitié de celle du propane (R290) ce qui permet une meilleure disponibilité des composants électroniques et des meilleurs rendements au niveau électrique. Dans un premier temps le cahier de charge sera établi pour le R134a tout en laissant l'option du propane (R290) ouverte.

2.4 Cahier de charge ABB

Le cahier de charge a été établi pour un compresseur radial à deux étages monté sur le même arbre, entraîné par moteur électrique direct et pour le réfrigérant R134a.

Le compresseur est entraîné par un moteur électrique à haute vitesse. Il est donc aisé de moduler la fréquence de rotation et ainsi les points de fonctionnement du compresseur, donc la puissance chaude fournie par la pompe à chaleur. Le compresseur doit être capable de tourner au point A-12W60 mais aussi à A12W40 et fournir une puissance maximale à A-12W60 et une puissance minimale à A12W40. Le point nominal est le point A2W50. Au point A-12W60 la pompe à chaleur fournira une puissance chaude de 12kW.

Dans un premier temps la plage d'utilisation a été limitée sur ces points de fonctionnement bien que d'autres points en dehors de cette plage puissent être demandés. Le design résultant du cahier de charge permettra d'établir dans un premier temps la faisabilité d'un tel compresseur et ensuite de déterminer d'éventuelles extensions possibles de la plage de fonctionnement normal.

Une contrainte supplémentaire est imposée quant à la pression intermédiaire soit au rapport entre les débits volumétriques/massiques. En effet le niveau de la pression intermédiaire a une influence sur le COP de l'installation et il se trouve qu'il y a un optimum pour une pression intermédiaire proche de l'égalisation des rapports de pression entre les deux étages. Idéalement le compresseur suivra un rapport de débit volumétrique fixé par un optimum en chaque point de fonctionnement.

Il y a un grand intérêt pour une diminution des forces axiales pour soulager le palier axial et minimiser les pertes mécaniques. L'arrangement final du compresseur (emplacement des paliers, moteur électrique, roues de compresseur) seront fixés connaissant les dimensions finales des roues de compresseur.

Les paliers à gaz présentent des jeux très faibles ce qui a comme effet de diminuer fortement les jeux entre la roue de compresseur et le stator (scroll) diminuant ainsi les pertes dus aux jeux d'assemblage. Les calculs sur les roues de compresseur ont été effectués en utilisant des jeux de 15 micromètres.

Les points ci-dessous résument les principaux paramètres contenus dans le cahier de charge:

1. Le compresseur est de type dynamique et comporte deux étages
2. Les deux roues de compresseur sont montés sur le même arbre
3. La vitesse de rotation est variable pour régler la puissance de la pompe à chaleur
4. Les rapports de pressions maximum et minimum sont définis par les points de fonctionnement A-12W60 et par A12W40 respectivement.
5. La puissance est maximale au point A-12W60 et est de 12 kW. La puissance est minimale au point A12W40.
6. Idéalement le rapport entre les deux rapports de pression est proche de l'unité. Le niveau de la pression intermédiaire dépend du rapport des débits entre les deux étages. Les compresseurs doivent donc fournir des débits qui permettent de tourner avec des rapports de pression équilibrés.
7. Le réfrigérant utilisé est le R134a
8. La vitesse périphérique doit être inférieure à 600 m/s
9. Grâce aux paliers à gaz les jeux entre les roues et le stator (scroll) se trouvent autour de 15 micromètres.
10. Des surchauffeurs en ligne seront installés aux entrées des deux étages de compression afin d'éviter des coups de liquide.

2.5 Cahier de charge du moteur électrique

Le moteur doit pouvoir tourner assez rapidement et livrer assez de puissance mécanique aux compresseurs. Il sera montré plus tard que la pompe à chaleur avec turbocompresseur présente une gamme de vitesse et de puissance pour chaque point de fonctionnement qui est limitée par la plage de fonctionnement du compresseur (limite de pompage et de blocage sonore): La figure ci-dessous montre la courbe de puissance maximale nécessaire en fonction de la vitesse de rotation:

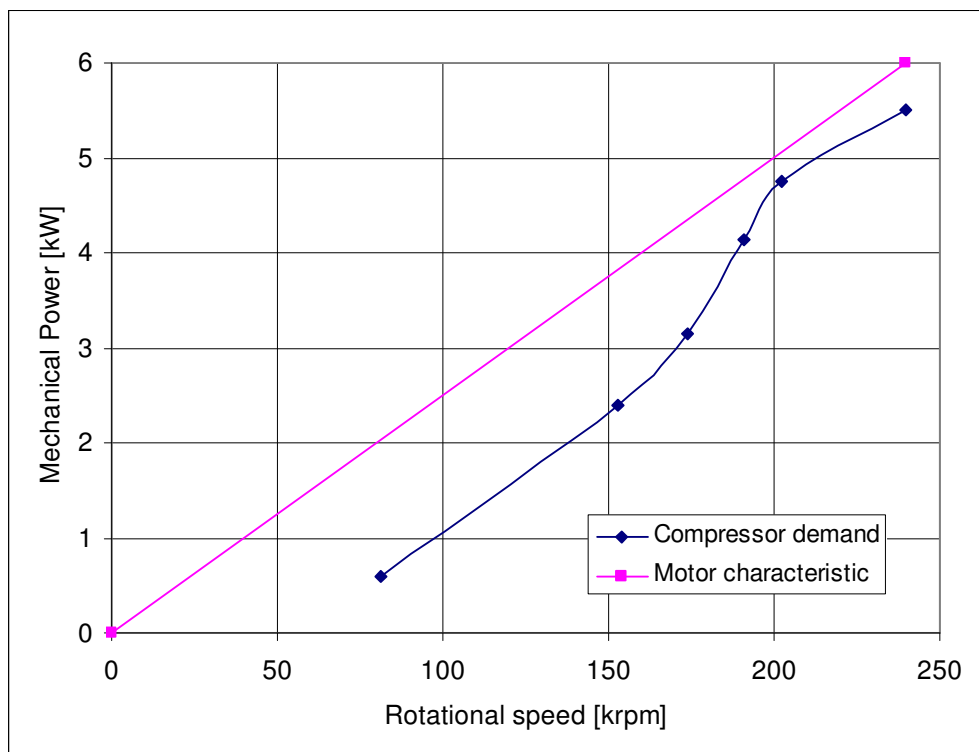


Figure 2: Puissance mécanique du moteur électrique en fonction de la vitesse de rotation

Le moteur doit donc être capable de livrer une puissance maximale de 6 kW à une vitesse de rotation de 240'000 tours/minute tout en présentant un rendement élevé au point nominal aussi bien qu'aux points de fonctionnement à charge partielle. Du réfrigérant venant de l'économiseur ou bien de l'eau de chauffage peuvent être utilisés pour maintenir le stator du moteur électrique à température constante.

La partie tournante du moteur doit pouvoir supporter un environnement de réfrigérant R134a à une pression de 5 à 6 bara à une température de 30-40°C.

La partie tournante du moteur doit présenter un alésage aussi grand que possible pour faire passer l'arbre à travers le moteur. Cela présente des avantages au niveau du montage du système et surtout de la dynamique de rotor.

Le cahier de charge du moteur électrique a été établi pour des valeurs de pincement plus élevés au niveau du condenseur et de l'évaporateur que ceux résultants de la simulation. Cela résulte en une puissance maximale et à des vitesses de rotation plus élevées dû aux rapports de pression plus élevés.

3 Etude

3.1 Compresseur ABB

Le premier cahier de charge prévoyait un compresseur étant capable de fonctionner sur toute la plage de fonctionnement de A-12W60 à A12W40 tout en ne livrant que la puissance nécessaire pour chauffer. Dans un tel cas la pompe à chaleur tournerait pendant toute la saison de chauffe sans cesse.

Un tel compresseur a été dimensionné dans un premier temps par ABB et il a ainsi été démontré qu'un tel compresseur travaillant sur une plage de fonctionnement étendue était faisable. L'inconvénient majeur d'un tel compresseur est son mauvais rendement. Effectivement ce compresseur travaillerait sur une plage de rendement isentropique de 30 à 65 % et au point A2W50, le plus significatif, à 55%. Les deux figures ci-dessous montrent les caractéristiques de ce premier compresseur bi-étagé:

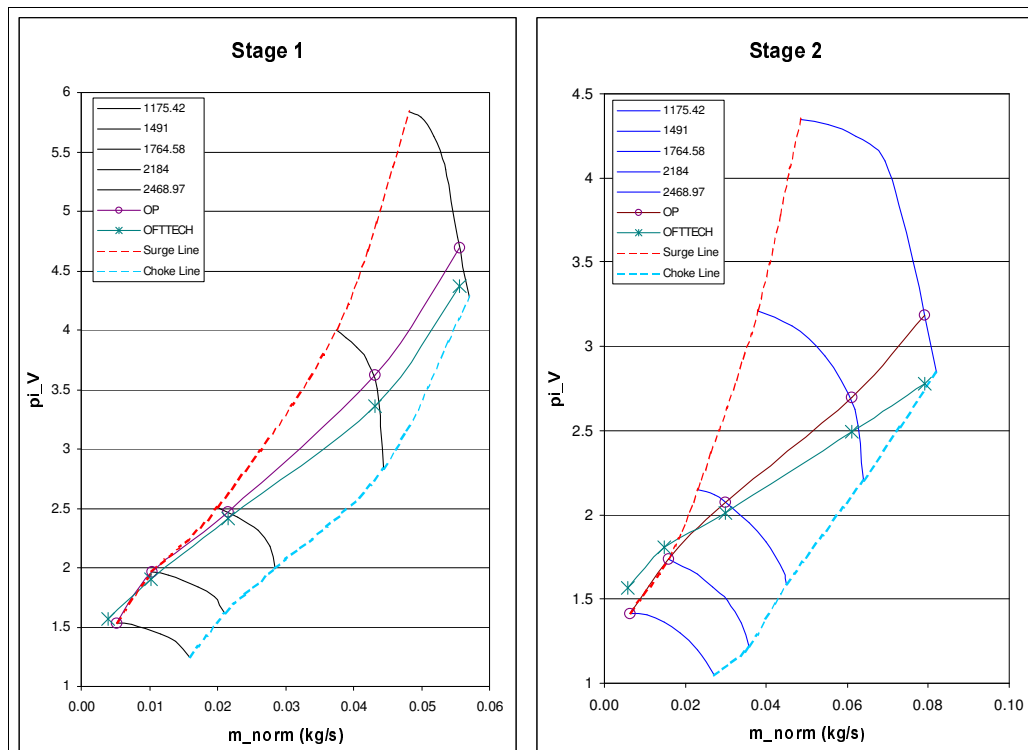


Figure 3: Caractéristiques du premier compresseur bi-étagé (Rapport de pression en fonction du débit normalisé). L'axe vertical indique le rapport de pression et l'axe horizontal le débit massique normalisé

Vu les faibles rendements du compresseur il a été décidé de relâcher les contraintes au niveau de la puissance fournie en fonction du point de fonctionnement. Cela a comme effet un nouveau compresseur qui arrive à fournir la puissance nécessaire au point A-12W60 et A-7W55 mais qui délivre une puissance supérieure à celle correspondant à la charge réelle de chauffage aux autres points de fonctionnement. Une pompe à chaleur équipée d'un tel compresseur travaillera donc en on/off pour les faibles charges comme les pompes à chaleur actuelles. La figure ci-dessous montre les caractéristiques de la deuxième solution:

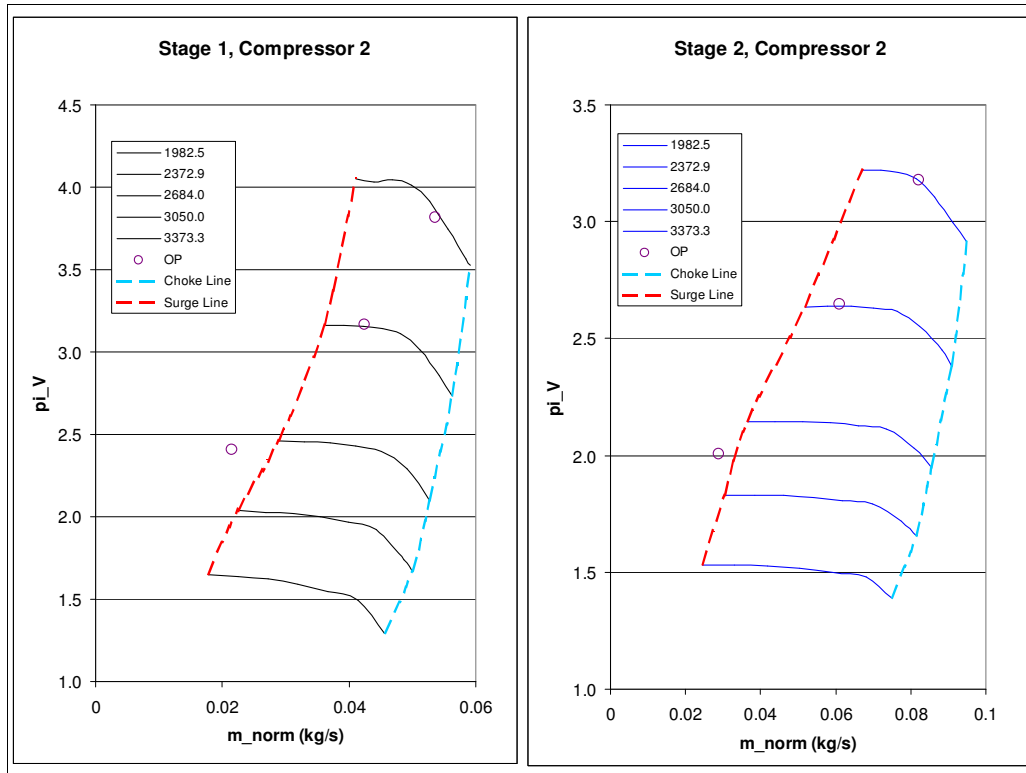


Figure 4: Caractéristiques du deuxième compresseur bi-étagé (Rapport de pression en fonction du débit normalisé). L'axe vertical indique le rapport de pression et l'axe horizontal le débit massique normalisé

Ce deuxième compresseur travaillera sur une plage de rendement isentropique de 65 à 81%. Au point A2W50 on peut s'attendre à un rendement isentropique de 75-78%. La vitesse de rotation de ce compresseur se trouvera sur une plage entre 120'000 et 220'000 tours par minutes. Le tableau ci-dessous indique les principales dimensions des deux roues de compresseur:

	Etage 1	Etage 2
Diamètre sortie [mm]	19.8	18.4
Diamètre entrée [mm]	13	11.6

Tableau 2: Principales dimensions des deux roues du compresseur 2

Le dimensionnement des compresseurs a été effectué avec un modèle et des corrélations 1D, ce qui rend spécialement difficile de prévoir des limites de pompage. Le calcul thermodynamique a été effectué utilisant la loi des gaz parfait et tiennent compte des pertes suivantes:

1. Frottement interne
2. Jeux
3. Charge des aubes de compresseur
4. Mélange de sillage
5. Blocage sonique
6. Frottement du disque et re-circulation

Pour effectuer un dimensionnement plus détaillé ABB propose des calculs 3D en utilisant des logiciels CFD.

3.2 Moteur électrique

Après une étude approfondie de plusieurs géométries, deux tailles de moteur électriques à aimants permanents ont été élaborées par un groupe spécialisé dans le développement de machines électriques à haute vitesse. La première solution n'est pas optimale au niveau du rendement électrique, mais présente l'avantage de permettre un alésage de 10 mm de diamètre. La deuxième solution est meilleure en terme de rendement électrique mais l'alésage pour faire passer l'arbre ne peut que mesurer 8.3 mm et sa longueur est plus grande ce qui pourrait introduire des problèmes au niveau de la dynamique du rotor et de la stabilité de fonctionnement dynamique.

Le tableau ci-dessous indique les principales dimensions géométriques des deux solutions :

	Solution 1	Solution 2
$\varnothing_{EXT}$ [mm]	19,4	16
$\varnothing_{INT}$ [mm]	10	8,3
Longueur [mm]	28 + 2	38 + 2
Jeu radial	0.4	0.3
Efficacité el. [%]	92	95
Efficacité électronique [%]	0.95	0.95

Tableau 3: Grandeurs géométriques des deux solutions pour le moteur électrique

Les pertes les plus significatives ne proviennent pas de phénomènes électriques ou magnétiques mais sont de nature aérodynamique. En effet la re-circulation de gaz dans le jeu radial entre le stator et le rotor et sur les faces axiales du rotor (mandrin et aimants) représentent 5-7 % de la puissance fournie du moteur. Dans cette application le moteur tourne dans un fluide à haute densité et à une pression élevée. C'est pour cela qu'une autre approche de calcul des pertes aérodynamiques a été développée par rapport aux méthodes conventionnelles où le moteur tourne dans des fluides à basse densité et à pression ambiante. La figure ci-dessous illustre les pertes aérodynamiques en W en fonction de la vitesse de rotation pour la première version du moteur électrique. Pour la deuxième solution les pertes aérodynamiques diminuent de 30-40% environ:

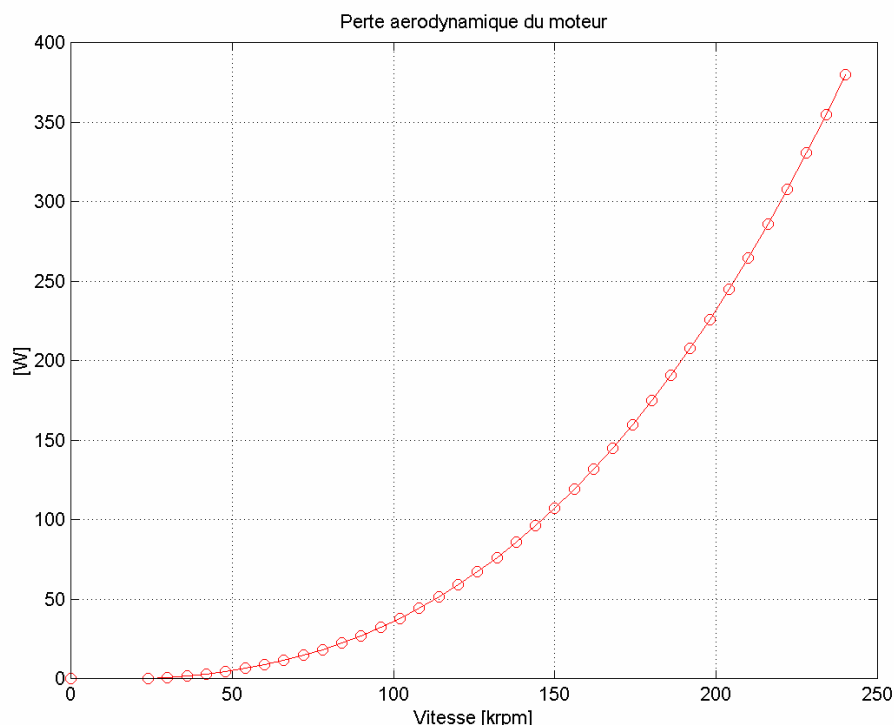


Figure 5: Pertes aérodynamiques du moteur électrique (version 1) en fonction de la vitesse de rotation

3.3 Echangeurs de chaleur

L'office fédéral de l'énergie a demandé d'utiliser pour les calculs les mêmes échangeurs de chaleur utilisés sur le prototype de la pompe à chaleur retrofit de Satag installée au LENI. Le pincement dans l'évaporateur a été calculé en calculant les coefficients de convection pour le R134a et pour l'air. Le pincement au niveau du condenseur a été estimé à partir des mesures effectuées au Laboratoire d'énergétique industrielle et sous l'hypothèse que le coefficient de transfert global reste constant entre le R134a et le R407C.

3.3.1 Evaporateur

Pour calculer le pincement à appliquer dans le modèle de la pompe à chaleur avec turbocompresseur le coefficient de transfert global a été calculé en utilisant des corrélations tirés de [4], de [5] et de [6].

La vitesse de masse G a été calculée pour des débits de 31.2 – 52.5 g/s divisé en 11 passages et pour une surface d'écoulement correspondante à un tube de 8.72 mm de diamètre intérieur. Par la suite des coefficients de convection côté réfrigérant ont été calculés pour un tube amélioré à micro-ailettes par les corrélations dans [4] et [5] pour du R134a. Le coefficient de transfert du côté air a été calculé par les corrélations données dans [6] pour un débit volumique de 4000 m³/heures. La surface côté air est de 60 m² et celle du côté réfrigérant vaut 5 m². Le tableau ci-dessous montre les pincements calculés dans l'évaporateur.

Evaporator Power [kW]	10
G [Kgm ⁻² s ⁻¹]	80
h_{R134a} [Wm ⁻² K ⁻¹]	1540
H_{Air} [Wm ⁻² K ⁻¹]	60
U_{Air} [Wm ⁻² K ⁻¹]	41
ΔT_{LOG} [K]	4.08
ΔT_{AIR} [K]	4
Pinch [K]	2.4

Tableau 4: Calcul du pincement dans l'évaporateur calculé pour une puissance de 10 kW pour du R134a

Le pincement à l'évaporateur utilisé pour le calcul du rendement de la pompe à chaleur avec turbocompresseur sera constant avec une valeur de 2.9 K.

3.3.2 Condenseur

Le pincement dans le condenseur a été déduit à partir des mesures effectuées sur la pompe à chaleur prototype de Satag au LENI et sous l'hypothèse que le coefficient de transfert côté réfrigérant ne varie que très peu par rapport au R134a et au R407C.

Sur toute la plage de fonctionnement et de puissance le condenseur utilisé présente un pincement constant de 3 K environ pour le R407C qui autour de 50 °C a un glide de 4,5 K. Cela résulte en un ΔT_{LOG} de 5,28 K.

L'hypothèse de coefficient de transfert global constant fixe le ΔT_{LOG} de 5,28 K pour le R134a ce qui revient à un pincement dans le condenseur de 1,8 K. Le pincement est plus faible pour du R134a puisqu'il ne présente pas de glide.

Le pincement au condenseur utilisé pour le calcul du rendement de la pompe à chaleur avec turbocompresseur sera constant avec une valeur de 2 K.

3.4 Modélisation

3.4.1 Simulation

Pour cette première étude de faisabilité de pompe à chaleur avec turbocompresseur bi-étagé il a été décidé de simuler le cycle thermodynamique en Matlab avec des différences de température constantes au niveau de l'eau et de l'air sur toute la plage de fonctionnement en faisant varier les débits de l'eau et de l'air en fonction de la charge.

Les caractéristiques du compresseur ont été fournies par ABB sous forme d'un programme en Fortran qui a été modifié de façon à pouvoir être utilisé en Matlab. Les paramètres d'entrée sont l'état thermodynamique à l'entrée des compresseurs, les rapports de pression demandés pour chaque étage et la vitesse de rotation. Le programme calcule le débit massique et le rendement du compresseur et donne une indication si on se trouve au delà de la limite de pompage ou de la limite de blocage sonique.

Une première fonction Matlab calcule le cycle thermodynamique pour une vitesse de rotation donnée et pour des pressions d'évaporateur et de condenseur fixés et calcule ainsi un cycle avec une pression intermédiaire au niveau de l'économiseur en fonction des débits fournis par les compresseurs.

Une deuxième fonction Matlab fait appel à la première fonction et itère sur les pressions d'évaporateur et de condenseur pour obtenir les pincements souhaités pour des températures d'eau et de l'air fixés.

Une troisième fonction Matlab appelle la deuxième fonction et optimise le COP interne en faisant varier la vitesse de rotation et en évitant des régimes en zone de pompage ou de blocage sonique. Le régime optimal pour chaque point de fonctionnement sera par la suite utilisé pour calculer le COP annuel.

3.4.2 Caractérisation des performances

En faisant varier la vitesse de rotation pour un point de fonctionnement fixe on module la puissance chaude. Chaque point de fonctionnement sera donc défini par une vitesse et une puissance minimale qui est limitée par la limite de pompage du compresseur, par une vitesse optimale pour laquelle le COP est optimum et par une vitesse et une puissance maximale qui est limitée soit par la limite de puissance fournie par le moteur électrique ou par la limite de blocage sonique du compresseur.

3.4.3 Calcul des pertes auxiliaires, du dégivrage et du COP global

Par la suite le COP externe sera calculé en tenant compte des puissances annexes, du rendement du moteur électrique et de l'électronique de puissance, des pertes générées par les paliers et du dégivrage.

Les puissances annexes sont calculées selon les normes EN255 et concernent la puissance consommée par le ventilateur et par la pompe de circulation pour l'eau de chauffage. Les rendements énergétiques du ventilateur ont été fixés à 30% et celui de la pompe de circulation à 20% selon EN255.

Pour enlever la couche de givre sur l'évaporateur un dégivrage mixte sera envisagé utilisant le condenseur comme source chaude et l'économiseur comme source chaude supplémentaire et comme stabilisateur de pression.

Le cycle de dégivrage se traduit par une perte au niveau de la puissance chaude et du COP qui est dépendante de la quantité d'eau se posant sur l'évaporateur et ainsi de l'humidité absolue de l'air. La perte sera donc beaucoup plus faible aux basses températures. Le coefficient de perte sur le COP et sur la puissance chaude est calculé par rapport à un point de référence (A2W50, selon [2]) en fonction de l'humidité absolue au point de référence et de celle au point de fonctionnement. La figure ci-dessous indique les coefficients de perte au niveau du COP ($\text{COP}_{\text{DEGIVRAGE}}/\text{COP}$) et de la puissance chaude ($Q_{\text{TH,DEGIVRAGE}}/Q_{\text{TH}}$) en fonction de la température d'entrée de l'air pour un dégivrage mixte (inversion de cycle avec économiseur connecté) :

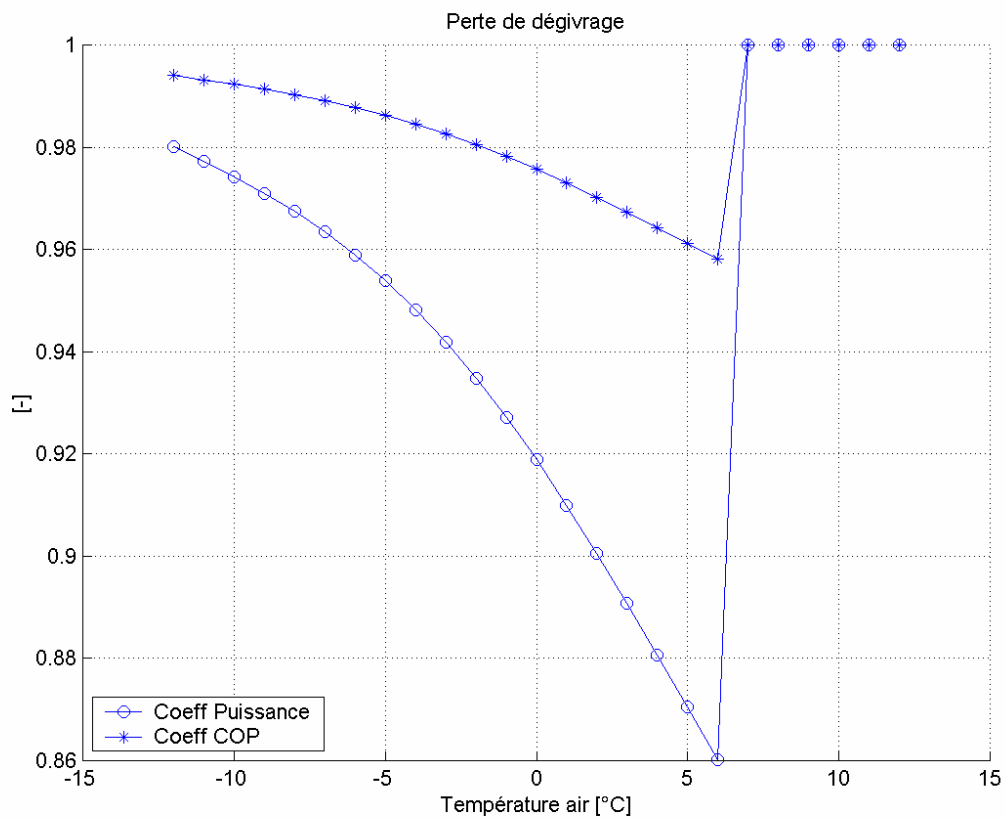


Figure 6: Les coefficients de perte de puissance ($Q_{TH, \text{DEGIVRAGE}} / Q_{TH}$) et du COP ($COP_{\text{DEGIVRAGE}} / COP$) dû au dégivrage en fonction de la température d'air à l'entrée de l'évaporateur

Le calcul du COP annuel se base sur le COP externe avec dégivrage, la puissance fournie pénalisée par le dégivrage, la puissance de chauffage nécessaire au point A-12W60 et sur un profil d'évolution de la température annuelle.

3.5 Etude des contraintes mécaniques

Les forces centrifuges résultantes de la haute vitesse de rotation ont deux effets négatifs. Premièrement elles contribuent à diminuer les jeux dans les palier radiaux dû à la dilatation de l'arbre et deuxièmement elles limitent le diamètre de la butée axiale et ainsi la capacité de supporter des forces axiales importantes.

Le diamètre de l'arbre sera donc choisi pour minimiser l'effet de gonflement et le diamètre de la butée axiale sera maximisé tout en restant dans des plages de contraintes acceptables.

3.5.1 Contraintes dans la butée axiale

La figure ci-dessous montre les contraintes von Mises résultants d'un modèle éléments finis axisymétrique d'un disque de 28 mm de diamètre avec un alésage de 5 mm tournant à une vitesse de 240'000 t/min. L'axe Z représente l'axe de rotation du disque.

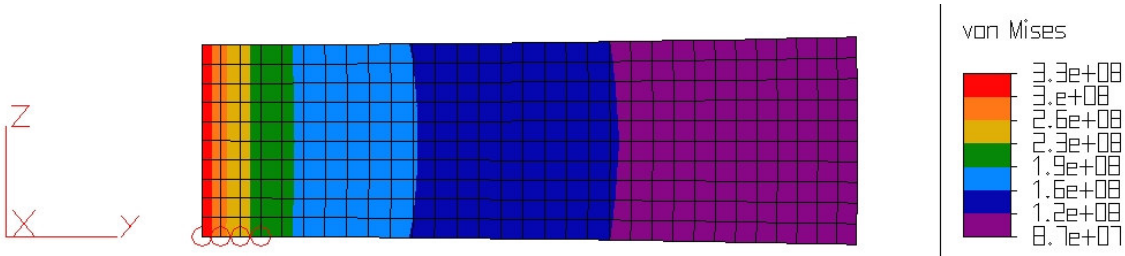


Figure 7: Contraintes von Mises pour un disque de 28 mm de diamètre avec un trou de 5 mm pour une vitesse de rotation de 240'000 t/min

Le tableau ci-dessous montre les contraintes von Mises pour différents disques en fonction de la vitesse de rotation. La matière envisagée pour cette application présente une limite élastique de 450 MPa. Une butée de 28 mm serait donc faisable tout en garantissant un facteur de sécurité de 1,4.

[krpm]	Ø _{EXT} 35 mm Ø _{INT} 5 mm	Ø _{EXT} 30 mm Ø _{INT} 5 mm	Ø _{EXT} 28 mm Ø _{INT} 5 mm
100	89	64	57
150	200	145	129
200	356	257	230
240	512	370	330

Tableau 5: Contraintes von Mises en MPa pour différents disques en fonction de la vitesse de rotation

3.5.2 Dilatation de l'arbre

Comme pour le disque la dilatation de l'arbre due à la vitesse de rotation a été calculé par un modèle éléments finis. Une dilatation trop ample modifie les caractéristiques des paliers radiaux et peut par la suite induire des instabilités. Le tableau ci-dessous indique la dilatation en micromètres en fonction du diamètre de l'arbre et de la vitesse de rotation:

[krpm]	Ø _{EXT} 10 mm Ø _{INT} 5 mm	Ø _{EXT} 12 mm Ø _{INT} 5 mm	Ø _{EXT} 14 mm Ø _{INT} 5 mm
100	0.04	0.09	0.17
150	0.09	0.2	0.38
200	0.16	0.36	0.68
240	0.23	0.51	0.98

Tableau 6: Déplacement radial en micromètres pour différents arbres en fonction de la vitesse de rotation

Pour des paliers avec un jeu radial de 5 micromètres un diamètre maximal de 12 mm peut être toléré.

3.6 Les paliers à gaz

Une ambiance aussi constante que possible sur toute la gamme de fonctionnement facilite la tâche de l'optimisation de la stabilité dynamique. Vu que les pressions de l'évaporateur et du condenseur changent fortement en fonction du point de fonctionnement il a été décidé de faire tourner l'arbre et donc les paliers et le moteur électrique dans le réfrigérant à l'état thermodynamique de la sortie du premier étage du compression, c'est à dire à une pression entre 5 et 6 bara et à une température de 30-40°C. La pression de la machine à l'arrêt à 20 °C et de 5.7 bara, donc des conditions idéales pour faire démarrer l'ensemble. Les conditions dans lesquelles les paliers radiaux vont tourner détermineront les rigidités et les coefficients d'amortissement, en fonction de la vitesse de rotation, qui seront par la suite utilisés pour les calculs de la dynamique de rotor.

3.6.1 Le palier radial

Les paliers à gaz radiaux envisagés pour cette application sont du type dynamique. C'est-à-dire leur rigidité et amortissement sont générés par la rotation de l'arbre lui-même. L'avantage de ce type de palier par rapport aux paliers statiques (pressurisés) et à d'autres types de paliers est leur grande marge de stabilité. Ce type de palier dynamique présente des rainures hélicoïdales qui se joignent au milieu du palier. En tournant dans la direction de rotation les rainures pompent le gaz vers le milieu en créant ainsi une surpression.

La géométrie des rainures a été estimée dans cette première phase pour obtenir une bonne stabilité dynamique du système en fonction du gaz et de son état thermodynamique dans lequel tourne l'arbre. Des paliers de 10 mm de diamètres avec des jeux radiaux de 5-6 micromètres seront envisagés.

3.6.2 Le palier axial

Le palier axial envisagé sera du type mixte. C'est à dire dynamique (avec des rainures) pour augmenter la stabilité et statique (avec injection de gaz) pour augmenter la capacité de supporter de forces axiales élevés.

Les forces axiales ont été estimées en assumant une augmentation linéaire de la pression en fonction du rayon sur la roue de compresseur. Le tableau ci-dessous montre les forces axiales estimées en fonction du point de fonctionnement :

Point de fonctionnement	Force [N]
A-12W60	130
A-7W55	96
A-3W53	73
A2W50	47
A7W45	20
A12W40	-16

Tableau 7: Les forces axiales estimées en fonction du point de fonctionnement

La figure ci-dessous indique les pertes mécaniques produites par deux paliers radiaux de 10 mm de diamètre et une butée axiale de 28 mm de diamètre :

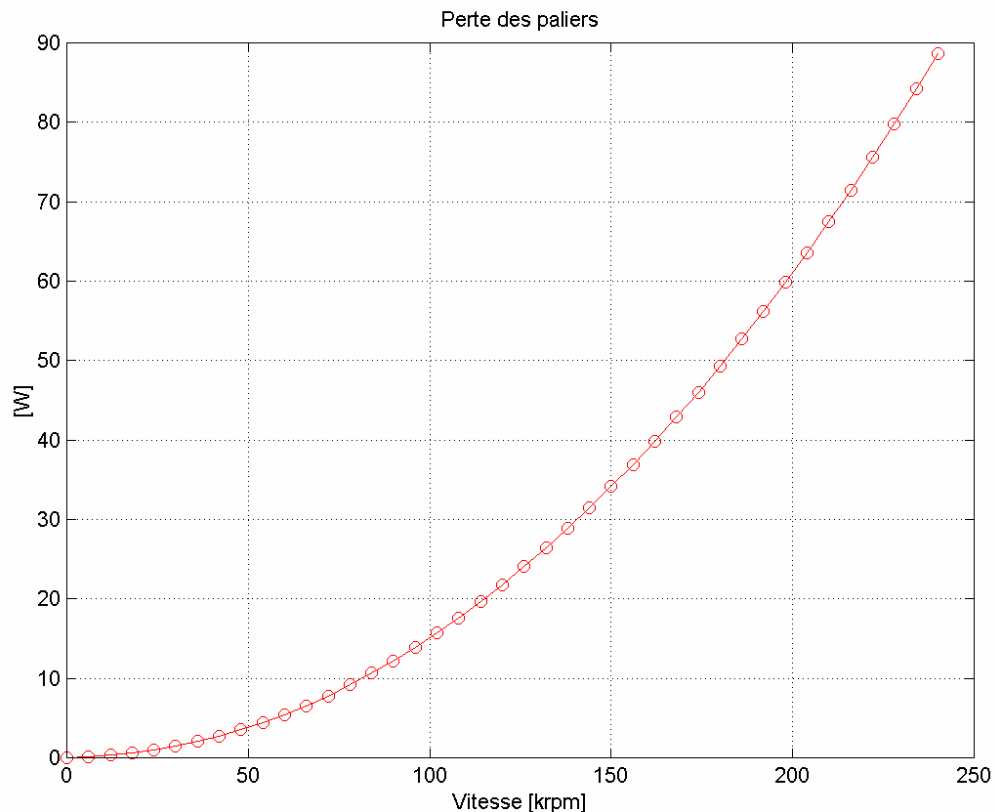


Figure 8: Perte des paliers en puissance en fonction de la vitesse de rotation en krpm

3.7 Dynamique de rotor

La dynamique de rotor a comme but de déterminer le lieu des vitesses critiques d'une part et de définir la forme propre des modes d'autre part. Pour un rotor supporté sur des paliers à gaz les deux premiers modes sont normalement des modes rigidités, dits cylindrique et conique. Ce sont des modes qui apparaissent à des vitesses de rotation faibles et sont facilement surmontables. Les modes suivants engendrent des modes de flexion. L'avantage de notre design est que le rotor ne doit pas dépasser ces vitesses critiques en flexion, ce qui est toujours plus difficiles pour tout système palier-rotor.

L'astuce est donc de choisir les caractéristiques des paliers et la géométrie du système de manière à pouvoir éviter toute sorte de modes flexibles, c'est à dire concevoir l'arbre de manière à obtenir une très grande rigidité en flexion.

Pour estimer les masses et les inerties des deux roues de compresseur, d'autres roues connues ont été réduites aux diamètres calculés par ABB. Pour les calculs de dynamique de rotor les roues de compresseurs ont été simulées par des roues de masses et inerties identiques.

Les deux figures ci-dessous représentent les rotors calculés. Les deux roues rouges des deux côtés représentent les roues de compresseur, la partie en violet le moteur électrique et la partie jaune l'arbre. Les traits des deux côtés du moteur symbolisent les paliers radiaux. Le disque jaune représente la butée axiale avec des paliers des deux côtés.

La figure ci-dessous montre les résultats de calculs de vitesses critiques avec des paliers radiaux de 10 mm de diamètre pour pouvoir enfiler le moteur électrique sur l'arbre. La première vitesse critique se trouve à 46'350 rpm et est un mode cylindrique (rouge), tandis que la deuxième vitesse critique se trouve à une vitesse légèrement supérieure de 73'730 rpm et représente un mode conique (vert). La première

vitesse qui engendre des modes en flexion se trouve autour des 355'550 (bleu) présentant donc marge suffisante pour la vitesse de rotation maximale de 240'000 t/min.

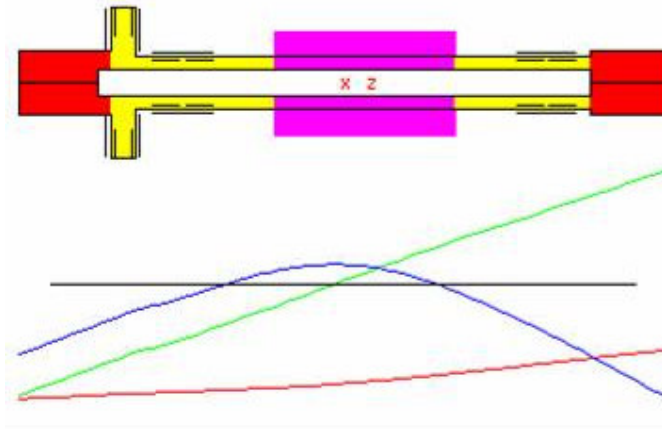


Figure 9: Calculs des vitesses et des modes propres pour la solution utilisant la première version de moteur électrique. Les deux roues des deux côtés représentent les roues de compresseur. Le cylindre au milieu illustre le moteur électrique. Le disque à gauche représente la butée axiale.

La figure en bas illustre les résultats de calculs de vitesses critiques avec des paliers radiaux de 8.3 mm de diamètre pour pouvoir enfiler la deuxième version de moteur électrique sur l'arbre. La première vitesse critique se trouve à 72'650 rpm et est un mode cylindrique (rouge), tandis que la deuxième vitesse critique se trouve à une vitesse légèrement supérieure de 110'770 rpm et représente un mode conique (vert). La première vitesse qui engendre des modes en flexion se trouve autour des 267'900 rpm (bleu) présentant donc une marge faible pour la vitesse de rotation maximale de 240'000 t/min. La deuxième solution nécessite donc plus de travail de la part du constructeur du moteur pour être acceptable au niveau dynamique :

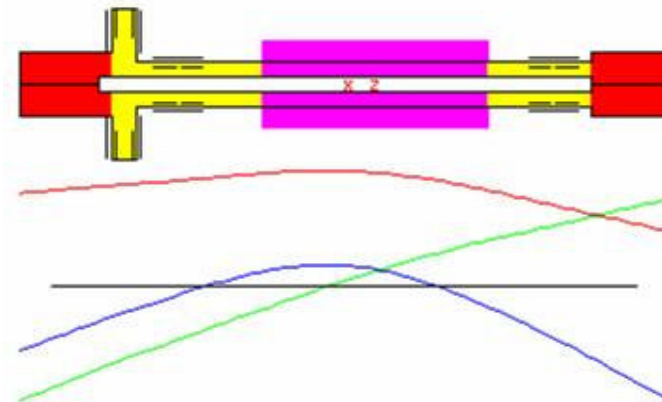


Figure 10: Calculs des vitesses et des modes propres pour la solution utilisant la deuxième version de moteur électrique. Les deux roues des deux côtés représentent les roues de compresseur. Le cylindre au milieu illustre le moteur électrique. Le disque à gauche représente la butée axiale.

3.8 Estimation thermique

L'ensemble palier, rotor et moteur électrique génère environ 400-500 W qui doivent être dissipés. Cette puissance peut aisément être dissipée au moyen des fluides déjà à disposition dans le système (air, eau, réfrigérant). Idéalement cette puissance serait dissipée de manière à réduire les pertes internes, c'est à dire d'utiliser cette puissance générée par frottement directement pour le chauffage. Le système optimal pour la dissipation sera le résultat d'une recherche plus approfondie lors de la deuxième phase du projet.

4 Résultats

4.1 Points de fonctionnement

Pour une pompe à chaleur entraînée par un compresseur volumétrique tournant à vitesse de rotation constante en tout point de fonctionnement la puissance chaude délivrée et le COP sont une fonction de la température de l'air extérieur et de la température d'eau de chauffage demandée uniquement. Une pompe à chaleur avec turbocompresseur présente un degré de liberté supplémentaire dû à la modulation de la vitesse de rotation qui est d'ailleurs nécessaire pour pouvoir couvrir toute la gamme de rapport de pressions et qui doit de toute façon être intégrée dans le système pour pouvoir tourner à des vitesses aussi élevées.

Pour cela chaque point de fonctionnement est représenté par une vitesse de rotation minimale et par une vitesse de rotation maximale. La vitesse minimale est limitée vers le bas par la limite de pompage du compresseur tandis que la vitesse maximale est limitée soit par la limite de blocage sonique soit par la puissance maximale du moteur électrique. Sur cette plage de fonctionnement se trouve généralement une vitesse à laquelle on obtient un COP maximal pour le point de fonctionnement considéré. Normalement cette vitesse optimale se trouve proche de la limite de pompage qu'il faut éviter puisque en régime de pompage les forces peuvent devenir très grandes et conduire à un endommagement du système. La limite de blocage sonique n'est pas aussi dangereuse puisqu'elle n'engendre pas de grosses forces.

Par conséquent le système de contrôle général de la pompe à chaleur devra tenir compte de ces deux limites soit en adaptant la vitesse de rotation par rapport aux pressions mesurées soit par un système de détection de la limite de pompage et de blocage sonique.

Par la suite les résultats de la simulation sont présentés par point de fonctionnement.

La figure des puissances indique la puissance dégagée au niveau du condenseur, la puissance tirée par l'évaporateur, la puissance pure de compression et la puissance électrique totale fournie au système (compresseur, perte mécaniques, pertes électriques, puissances annexes).

La figure de COP indique le COP interne (La puissance de chauffe / puissance de compression pure), le COP externe (puissance chaude / puissance électrique fournie) et le COP de dégivrage qui représente le COP externe multiplié fois le coefficient de perte dû au dégivrage. La figure des rendements illustre l'évolution du rendement isentropique pour les deux étages de compression en fonction de la vitesse de rotation.

Les COP sont calculés selon les formules ci-dessous :

$$COP_{INT} = \frac{\dot{Q}_{CHAUFFAGE}}{\dot{E}_{COMPRESSEUR}}$$

$$COP_{EXT} = \frac{\dot{Q}_{CHAUFFAGE}}{\left(\dot{E}_{COMPRESSEUR} + \dot{E}_{PALIERS}\right) \frac{1}{\eta_{EL}} + \dot{E}_{POMPE} + \dot{E}_{VENTILATEUR}}$$

$$COP_{EXT} = \frac{\dot{Q}_{CHAUFFAGE}}{\left(\dot{E}_{COMPRESSEUR} + \dot{E}_{PALIERS}\right) \frac{1}{\eta_{EL}} + \dot{E}_{POMPE} + \dot{E}_{VENTILATEUR}} * \eta_{DEGIVRAGE}$$

4.1.1 Point de fonctionnement A-12W60

Le tableau ci-dessous regroupe les paramètres utilisés pour la simulation de la pompe à chaleur au point de fonctionnement A-12W60 :

P_{Cond} [bara]	17.1
P_{Evap} [bara]	1.39
$\text{Pinch}_{\text{Cond}}$ [K]	2
$\text{Pinch}_{\text{Evap}}$ [K]	2.9
$T_{\text{Eau Sortie}}$ [°C]	60
$T_{\text{Air Entrée}}$ [°C]	-12
ΔT_{Eau} [K]	10
ΔT_{Air} [K]	4

La vitesse de rotation minimale est de 192 krpm et la vitesse maximale est de 202 krpm. La pression intermédiaire varie entre 5.38 et 5.43 bara.

Les graphes ci-dessous montrent l'évolution de la puissance au condenseur, évaporateur, au compresseur et la puissance électrique totale fournie à la pompe à chaleur, les COP et les rendements isentropiques des compresseurs en fonction de la vitesse de rotation dans la plage de vitesse possible en ce point de fonctionnement :

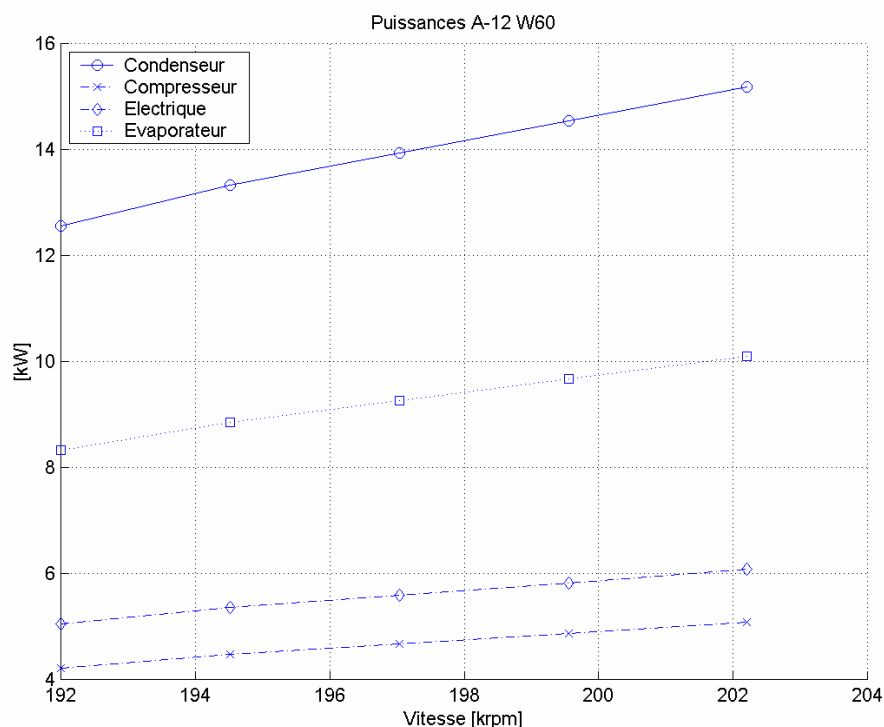


Figure 11: La puissance dégagée au niveau du condenseur, la puissance fournie par l'évaporateur, la puissance de compression pure et la puissance électrique fournie au point A-12 W60

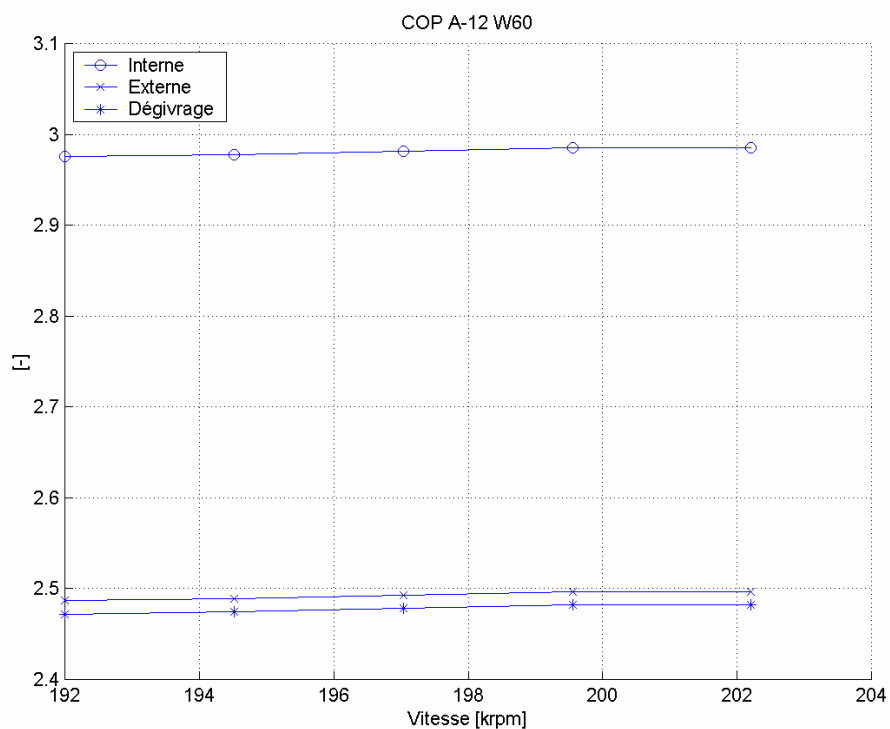


Figure 12: Le COP interne, le COP externe et le COP externe avec dégivrage sur la plage de vitesse de rotation possibles au point A-12W60

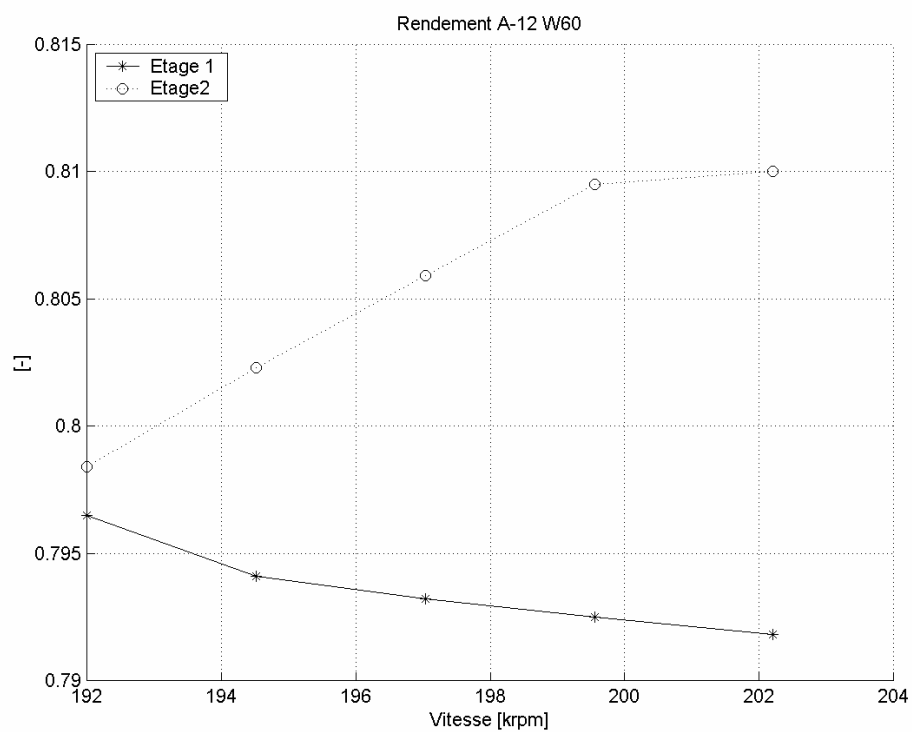


Figure 13: Les rendements isentropiques du premier et du deuxième étage de compression au point de fonctionnement A-12 W60

4.1.2 Point de fonctionnement A-7W55

Le tableau ci-dessous regroupe les paramètres utilisés pour la simulation de la pompe à chaleur au point de fonctionnement A-7W55 :

P_{Cond} [bara]	15.2
P_{Evap} [bara]	1.71
$\text{Pinch}_{\text{Cond}}$ [K]	2
$\text{Pinch}_{\text{Evap}}$ [K]	2.9
$T_{\text{Eau Sortie}}$ [°C]	55
$T_{\text{Air Entrée}}$ [°C]	-7
ΔT_{Eau} [K]	10
ΔT_{Air} [K]	4

La vitesse de rotation minimale est de 181 krpm et la vitesse maximale est de 195 krpm. La pression intermédiaire varie entre 5.13 et 5.41 bara.

Les graphes ci-dessous montrent l'évolution de la puissance au condenseur, évaporateur, au compresseur et la puissance électrique totale fournie à la pompe à chaleur, les COP et les rendements isentropiques des compresseurs en fonction de la vitesse de rotation dans la plage de vitesse possible en ce point de fonctionnement :

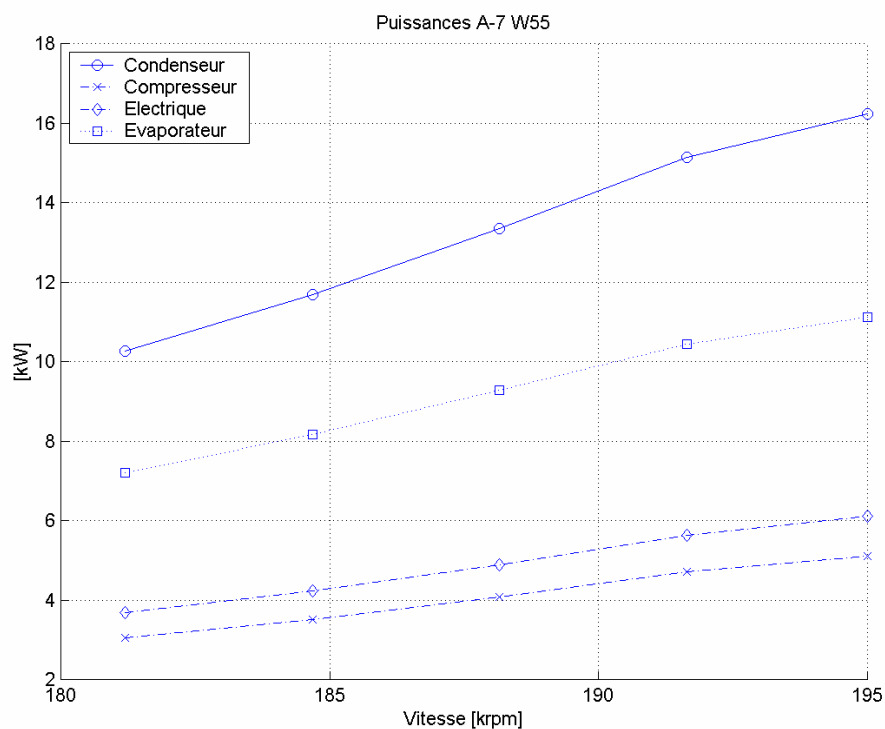


Figure 14: La puissance dégagée au niveau du condenseur, la puissance fournie par l'évaporateur, la puissance de compression pure et la puissance électrique fournie au point A-7 W55

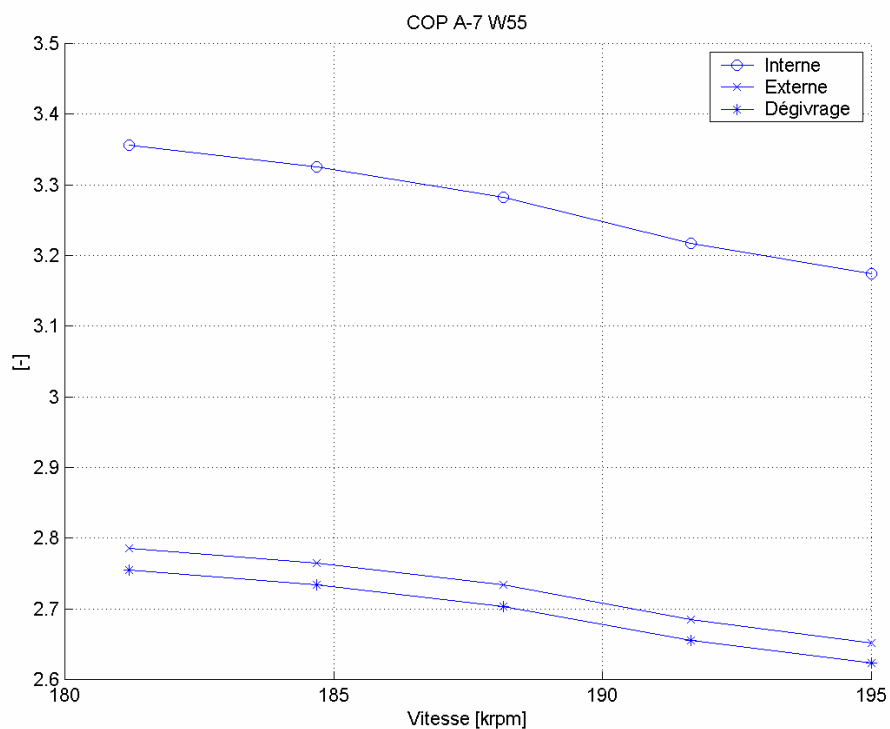


Figure 15: Le COP interne, le COP externe et le COP externe avec dégivrage sur la plage de vitesse de rotation possibles au point A-7W55

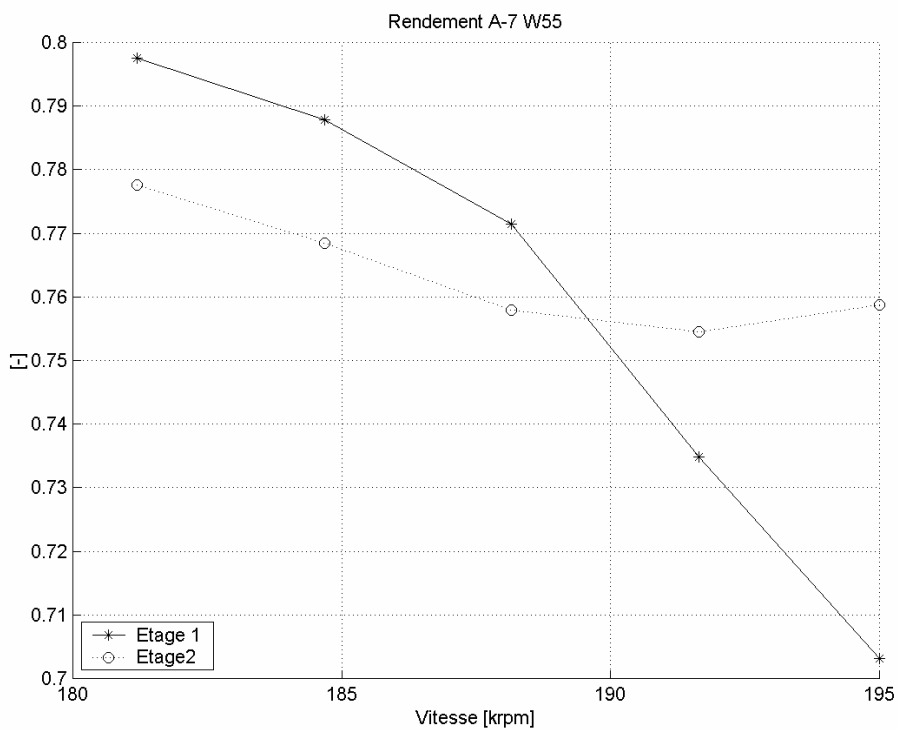


Figure 16: Les rendements isentropiques du premier et du deuxième étage de compression au point de fonctionnement A-7 W55

4.1.3 Point de fonctionnement A-3W53

Le tableau ci-dessous regroupe les paramètres utilisés pour la simulation de la pompe à chaleur au point de fonctionnement A-3W53 :

P_{Cond} [bara]	14.5
P_{Evap} [bara]	2.01
$\text{Pinch}_{\text{Cond}}$ [K]	2
$\text{Pinch}_{\text{Evap}}$ [K]	2.9
$T_{\text{Eau Sortie}}$ [°C]	53
$T_{\text{Air Entrée}}$ [°C]	-3
ΔT_{Eau} [K]	10
ΔT_{Air} [K]	4

La vitesse de rotation minimale est de 176 krpm et la vitesse maximale est de 185 krpm. La pression intermédiaire est stable à 5.49 bara.

Les graphes ci-dessous montrent l'évolution de la puissance au condenseur, évaporateur, au compresseur et la puissance électrique totale fournie à la pompe à chaleur, les COP et les rendements isentropiques des compresseurs en fonction de la vitesse de rotation dans la plage de vitesse possible en ce point de fonctionnement :

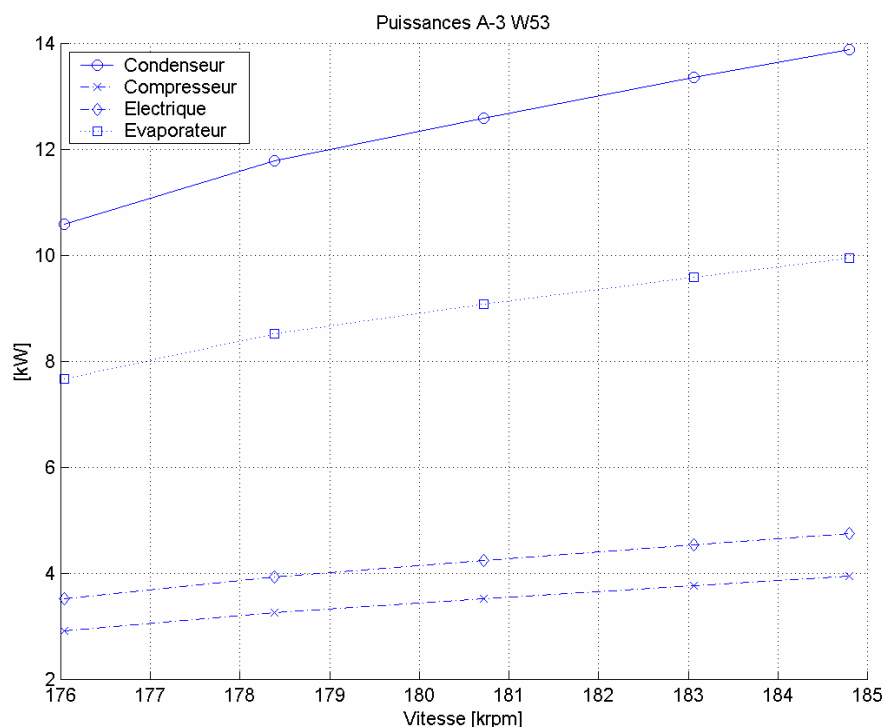


Figure 17: La puissance dégagée au niveau du condenseur, la puissance fournie par l'évaporateur, la puissance de compression pure et la puissance électrique fournie au point A-3 W53

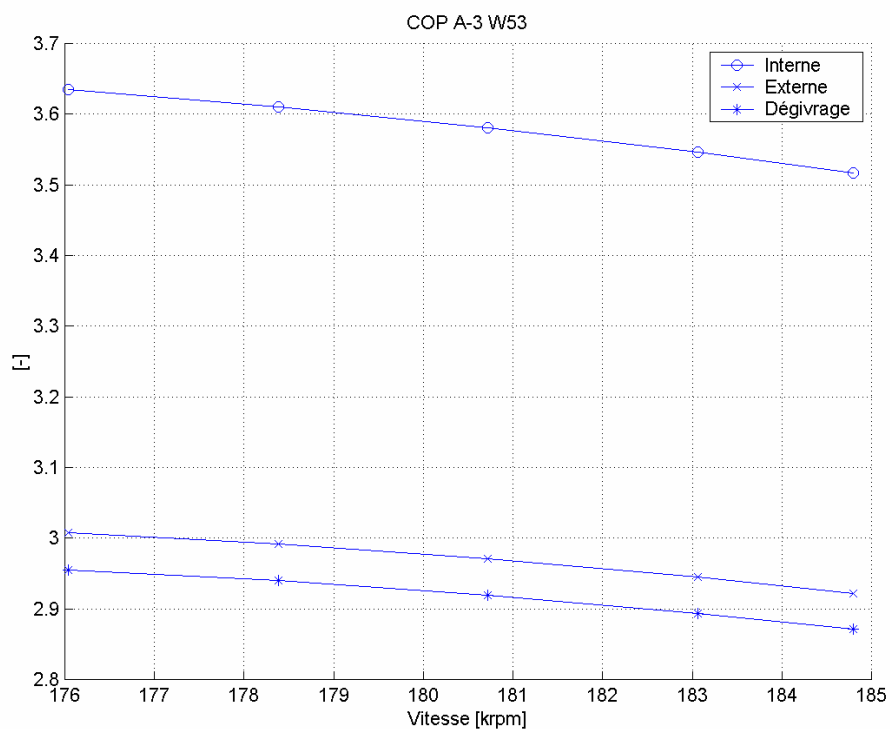


Figure 18: Le COP interne, le COP externe et le COP externe avec dégivrage sur la plage de vitesse de rotation possibles au point A-3W53

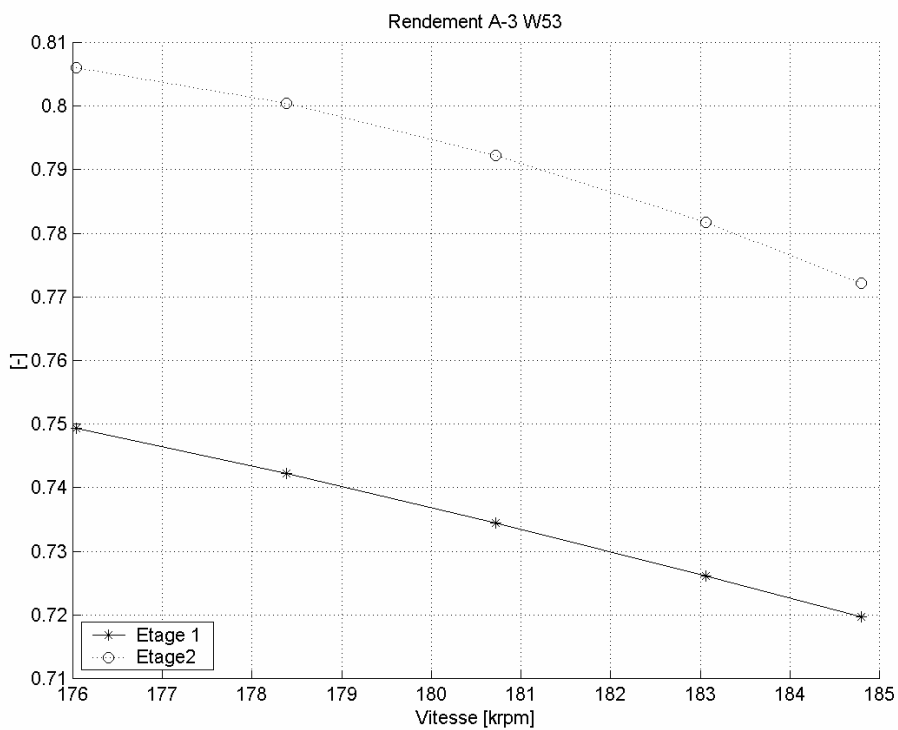


Figure 19: Les rendements isentropiques du premier et du deuxième étage de compression au point de fonctionnement A-3 W53

4.1.4 Point de fonctionnement A2W50

Le tableau ci-dessous regroupe les paramètres utilisés pour la simulation de la pompe à chaleur au point de fonctionnement A2W50 :

P_{Cond} [bara]	13.4
P_{Evap} [bara]	2.44
$\text{Pinch}_{\text{Cond}}$ [K]	2
$\text{Pinch}_{\text{Evap}}$ [K]	2.9
$T_{\text{Eau Sortie}}$ [°C]	50
$T_{\text{Air Entrée}}$ [°C]	2
ΔT_{Eau} [K]	10
ΔT_{Air} [K]	4

La vitesse de rotation minimale est de 168 krpm et la vitesse maximale est de 173 krpm. La pression intermédiaire varie entre 5.46 et 5.94 bara.

Les graphes ci-dessous montrent l'évolution de la puissance au condenseur, évaporateur, au compresseur et la puissance électrique totale fournie à la pompe à chaleur, les COP et les rendements isentropiques des compresseurs en fonction de la vitesse de rotation dans la plage de vitesse possible en ce point de fonctionnement :

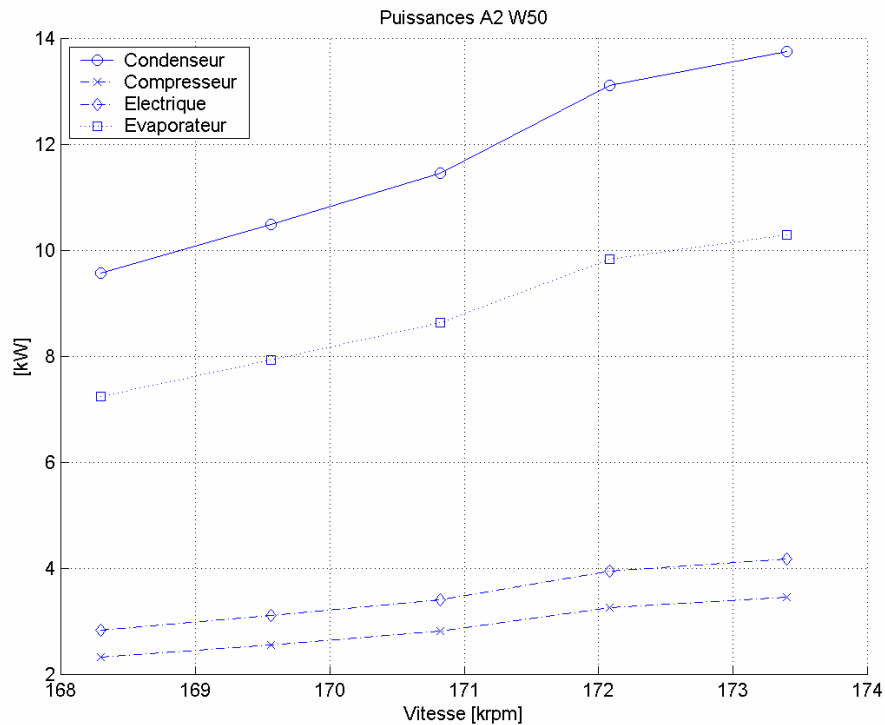


Figure 20: La puissance dégagée au niveau du condenseur, la puissance fournie par l'évaporateur, la puissance de compression pure et la puissance électrique fournie au point A2 W50

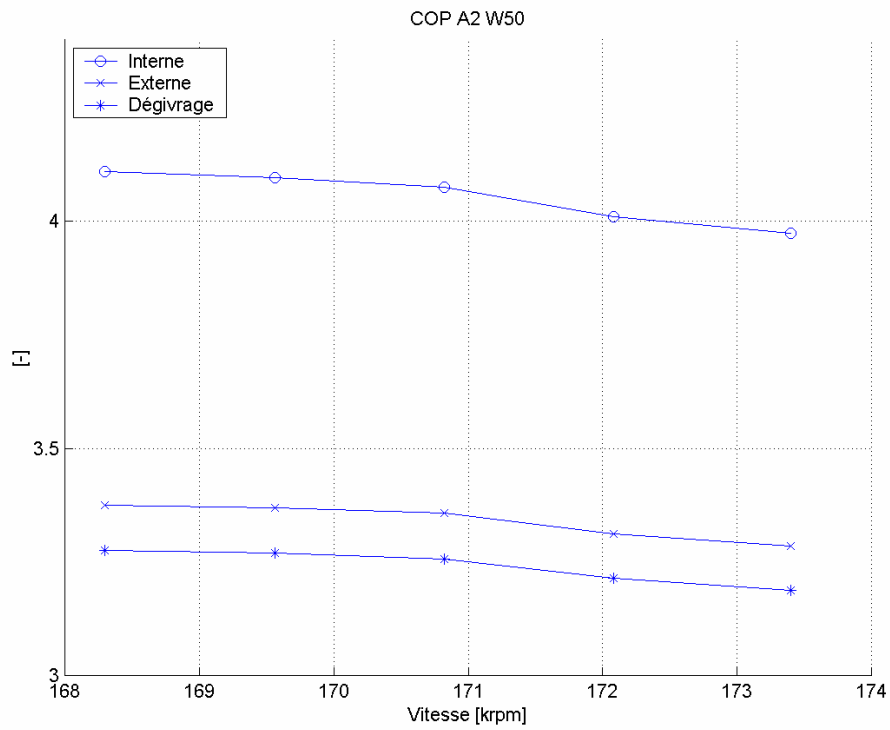


Figure 21: Le COP interne, le COP externe et le COP externe avec dégivrage sur la plage de vitesse de rotation possibles au point A2 W50

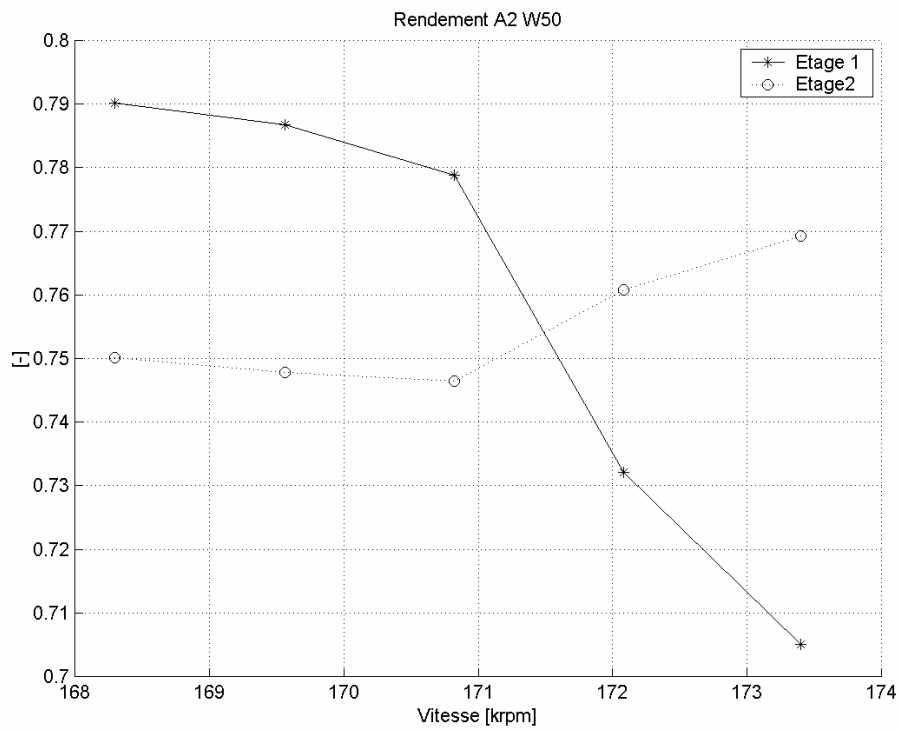


Figure 22: Les rendements isentropiques du premier et du deuxième étage de compression au point de fonctionnement A2 W50

4.1.5 Point de fonctionnement A7W45

Le tableau ci-dessous regroupe les paramètres utilisés pour la simulation de la pompe à chaleur au point de fonctionnement A7W45 :

P_{Cond} [bara]	11.9
P_{Evap} [bara]	2.94
$\text{Pinch}_{\text{Cond}}$ [K]	2
$\text{Pinch}_{\text{Evap}}$ [K]	2.9
$T_{\text{Eau Sortie}}$ [°C]	45
$T_{\text{Air Entrée}}$ [°C]	7
ΔT_{Eau} [K]	10
ΔT_{Air} [K]	4

La vitesse de rotation minimale est de 154 krpm et la vitesse maximale est de 165 krpm. La pression intermédiaire varie entre 5.54 et 5.6 bara.

Les graphes ci-dessous montrent l'évolution de la puissance au condenseur, évaporateur, au compresseur et la puissance électrique totale fournie à la pompe à chaleur, les COP et les rendements isentropiques des compresseurs en fonction de la vitesse de rotation dans la plage de vitesse possible en ce point de fonctionnement :

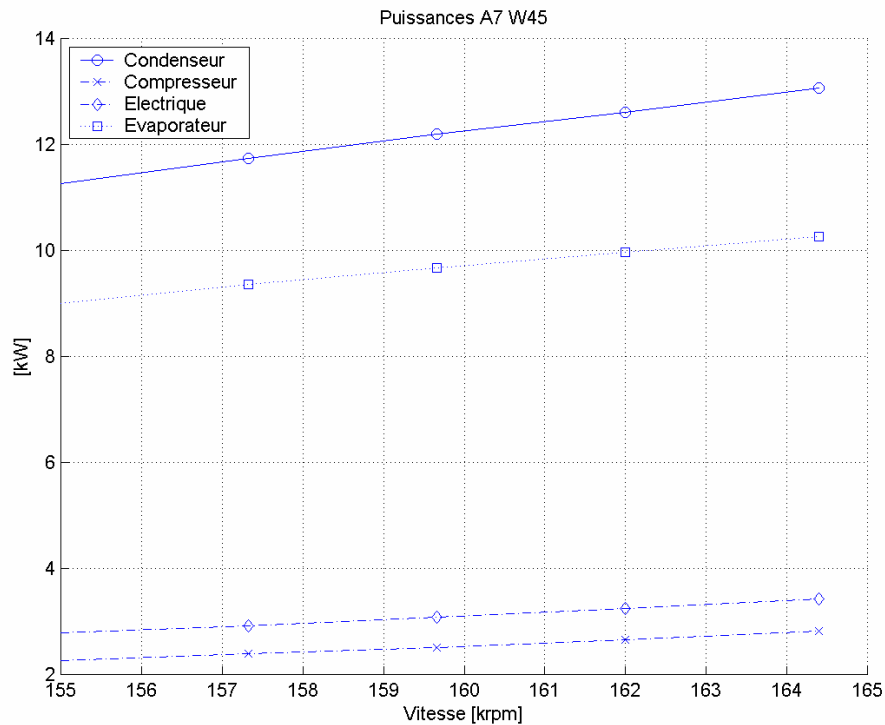


Figure 23: La puissance dégagée au niveau du condenseur, la puissance fournie par l'évaporateur, la puissance de compression pure et la puissance électrique fournie au point A7 W45

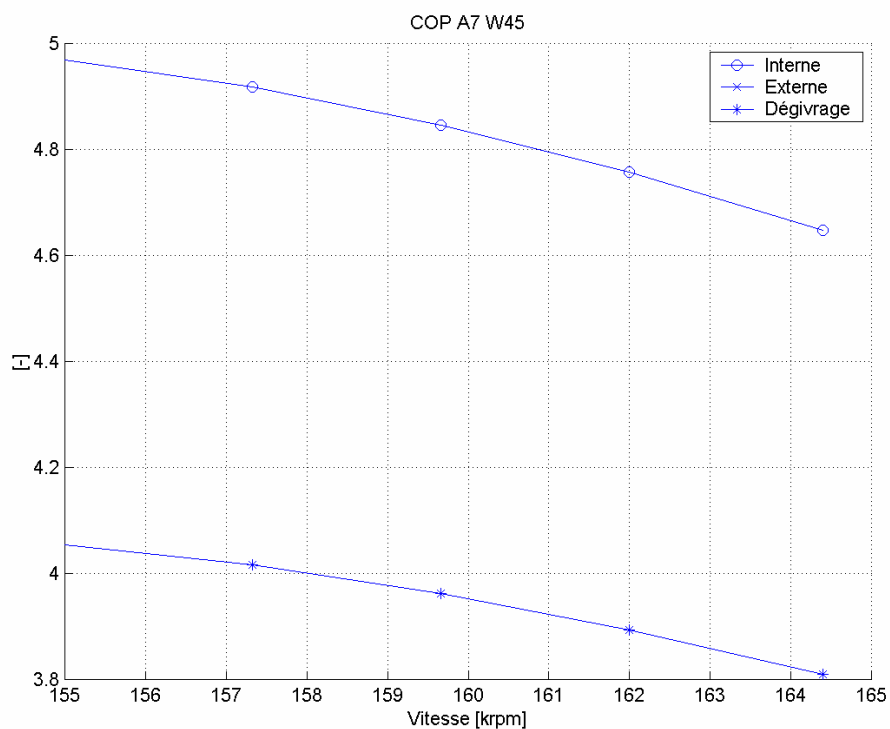


Figure 24: Le COP interne, le COP externe et le COP externe avec dégivrage sur la plage de vitesse de rotation possibles au point A7 W45

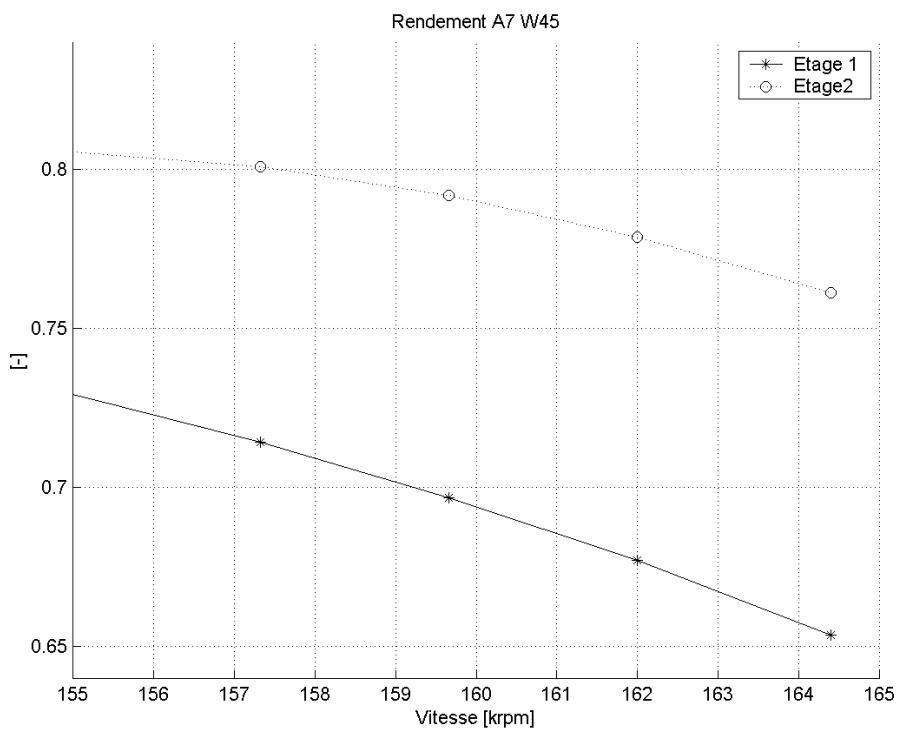


Figure 25: Les rendements isentropiques du premier et du deuxième étage de compression au point de fonctionnement A7 W45

4.1.6 Point de fonctionnement A12W40

Le tableau ci-dessous regroupe les paramètres utilisés pour la simulation de la pompe à chaleur au point de fonctionnement A12W40 :

P_{Cond} [bara]	10.4
P_{Evap} [bara]	3.51
$\text{Pinch}_{\text{Cond}}$ [K]	2
$\text{Pinch}_{\text{Evap}}$ [K]	2.9
$T_{\text{Eau Sortie}}$ [°C]	40
$T_{\text{Air Entrée}}$ [°C]	12
ΔT_{Eau} [K]	10
ΔT_{Air} [K]	4

La vitesse de rotation minimale est de 139 krpm et la vitesse maximale est de 149 krpm. La pression intermédiaire varie entre 5.71 et 5.23 bara.

Les graphes ci-dessous montrent l'évolution de la puissance au condenseur, évaporateur, au compresseur et la puissance électrique totale fournie à la pompe à chaleur, les COP et les rendements isentropiques des compresseurs en fonction de la vitesse de rotation dans la plage de vitesse possible en ce point de fonctionnement :

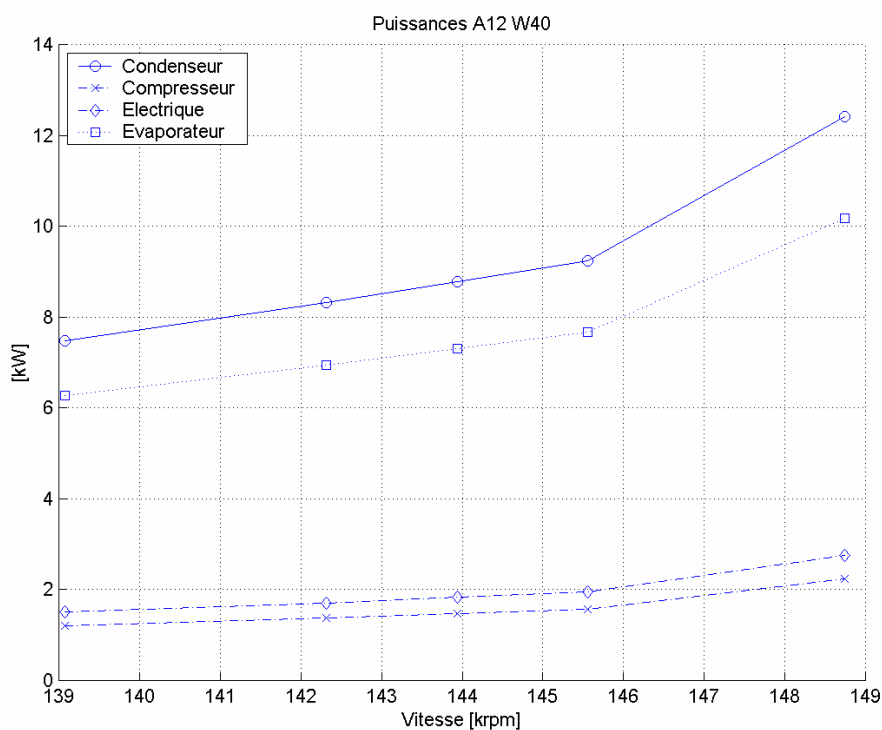


Figure 26: La puissance dégagée au niveau du condenseur, la puissance fournie par l'évaporateur, la puissance de compression pure et la puissance électrique fournie au point A12 W40

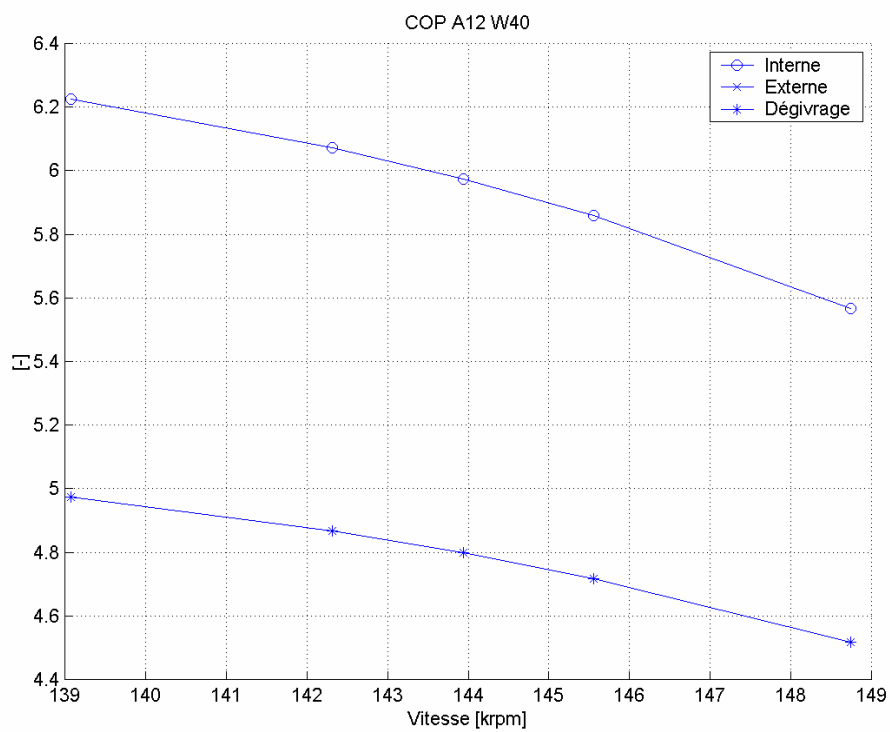


Figure 27: Le COP interne, le COP externe et le COP externe avec dégivrage sur la plage de vitesse de rotation possibles au point A12 W40

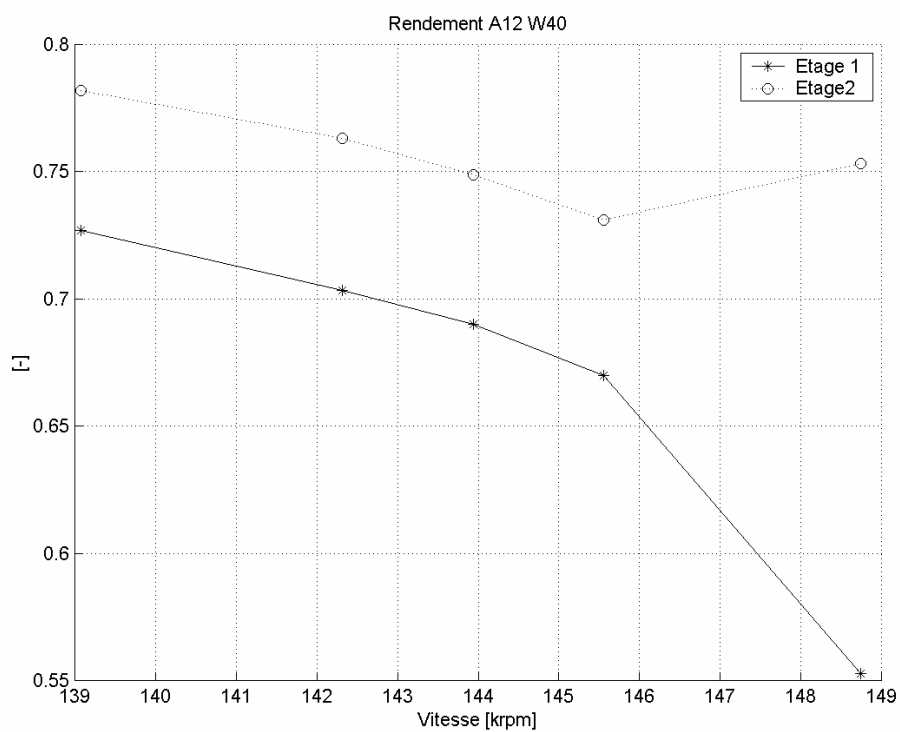


Figure 28: Les rendements isentropiques du premier et du deuxième étage de compression au point de fonctionnement A12 W40

4.1.7 Résumé des résultats

La figure ci-dessous montre la puissance chaude délivrée par la pompe à chaleur avec turbocompresseur bi-étagé pour les six points de fonctionnement simulés en fonction de la vitesse de rotation du compresseur :

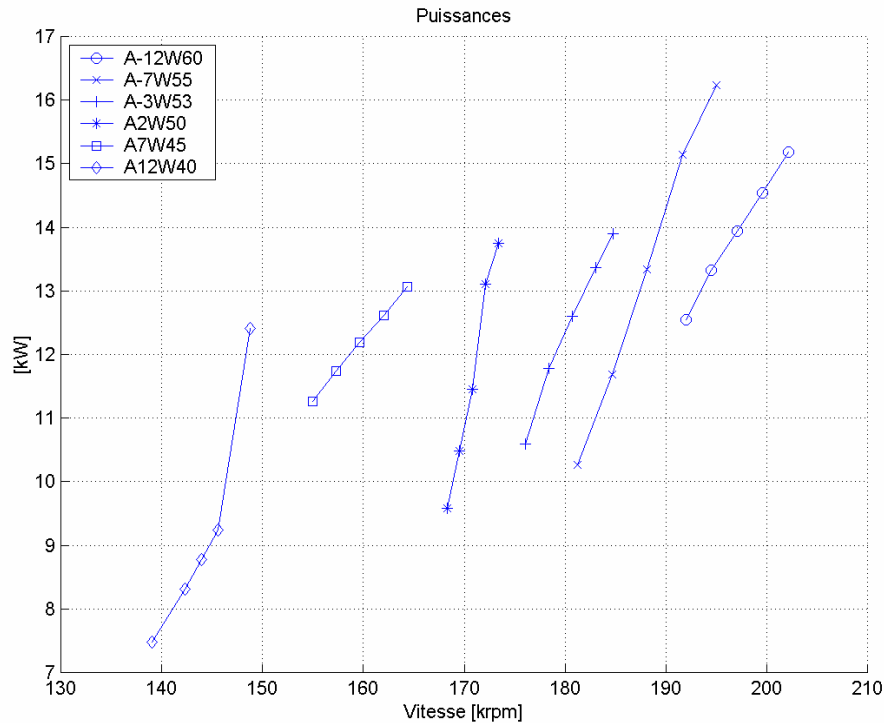


Figure 29: La puissance chaude délivrée par la PAC en fonction de la vitesse de rotation et en fonction du point de fonctionnement

Il est intéressant de noter la tendance de la puissance de chauffage fournie en fonction de la température de l'air : elle est maximale pour les températures basses et elle est minimale pour les températures de l'air élevée ce qui en soi représente une inversion de tendance par rapport aux pompes à chaleur conventionnelles entraînés par compresseur volumétrique à vitesse constante. Par conséquent cette pompe à chaleur permettra un coefficient d'utilisation plus élevé par rapport aux systèmes conventionnels.

La PAC avec le turbocompresseur conçu par ABB délivre une puissance minimale de 7 kW au point A12W40 et une puissance maximale de 16.3 kW au point A-7W55 et 15 kW en A-12W60. Pour augmenter la puissance délivrée pour viser aussi des consommateurs plus grands, il suffit de modifier la géométrie de la roue de compresseur pour viser les mêmes rapports de pression tout en augmentant les débits massiques.

La même argumentation pour diminuer la puissance n'est pas valable puisque pour diminuer les débits il faut diminuer la hauteur des aubes ce qui conduit à des pertes de frottement plus importantes. Une solution viable serait l'utilisation d'aubes directrices fixes à l'entrée de chaque étage de compression qui permettent une réduction de débit avec des pertes minimales. Un set d'aubes directrices pourrait permettre d'adapter la puissance de la PAC en fonction de la demande du client tout en gardant le même compresseur de base.

Les deux figures ci-dessous montrent les rendements isentropiques du premier et du deuxième étage en fonction de la vitesse de rotation du compresseur pour les 6 points de fonctionnement. Les rendements sont meilleurs aux points de fonctionnement extrêmes aux hauts de rapports de pression. Cela n'étonne pas vu que cette deuxième version de compresseur a été calculée autour du point A-7W55 :

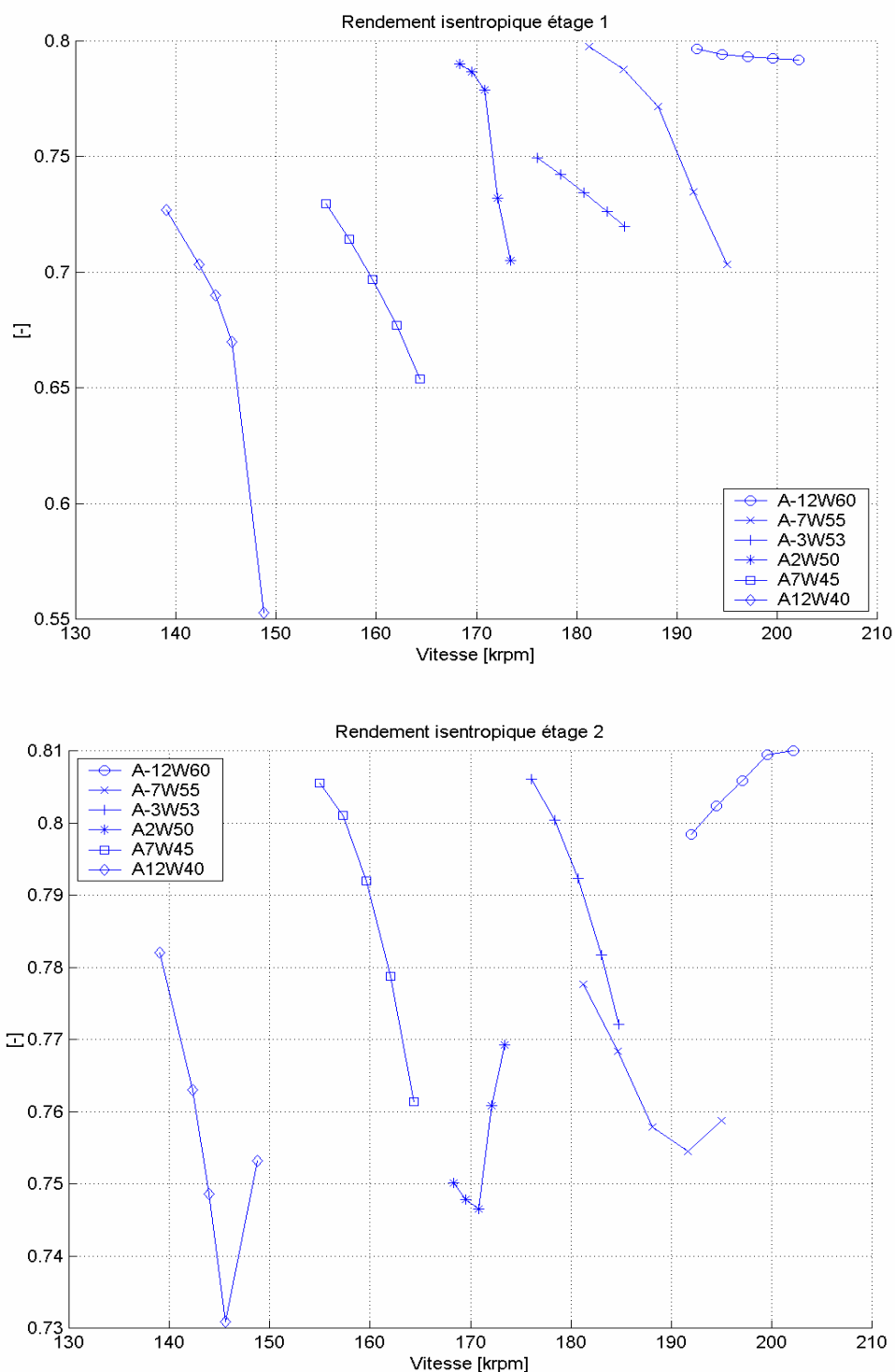


Figure 30: L'évolution du rendement isentropique des deux étages de compression en fonction du point de fonctionnement et de la vitesse de rotation

La figure ci dessous illustre l'évolution du COP externe pour tous les points de fonctionnement en fonction de la vitesse de rotation du compresseur. Il est intéressant de constater que pour tous les points de fonctionnement les Cop sont maximaux pour la vitesse de rotation la plus basse possible, c'est à dire aussi proche que possible à la limite de pompage. Le point A-12W60 fait exception, son COP augmente en s'éloignant de la courbe de pompage:

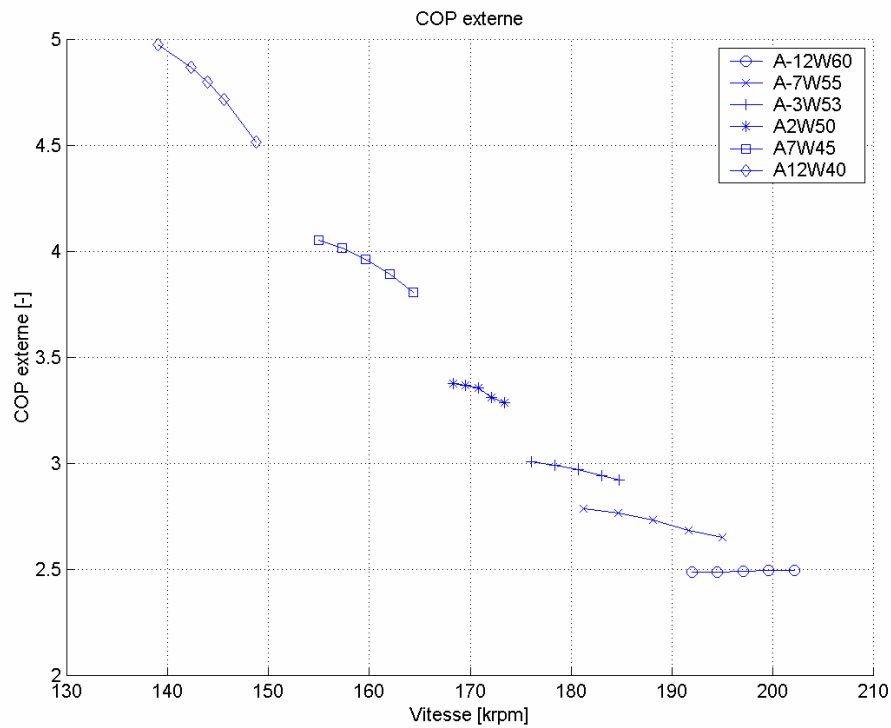


Figure 31: Le COP externe en fonction de la vitesse de rotation pour les 6 points de fonctionnement

La figure en bas indique le rendement exergetique calculé en utilisant le COP calculé sans tenir compte du dégivrage et le COP théorique en fonction de la vitesse de rotation et du point de fonctionnement :

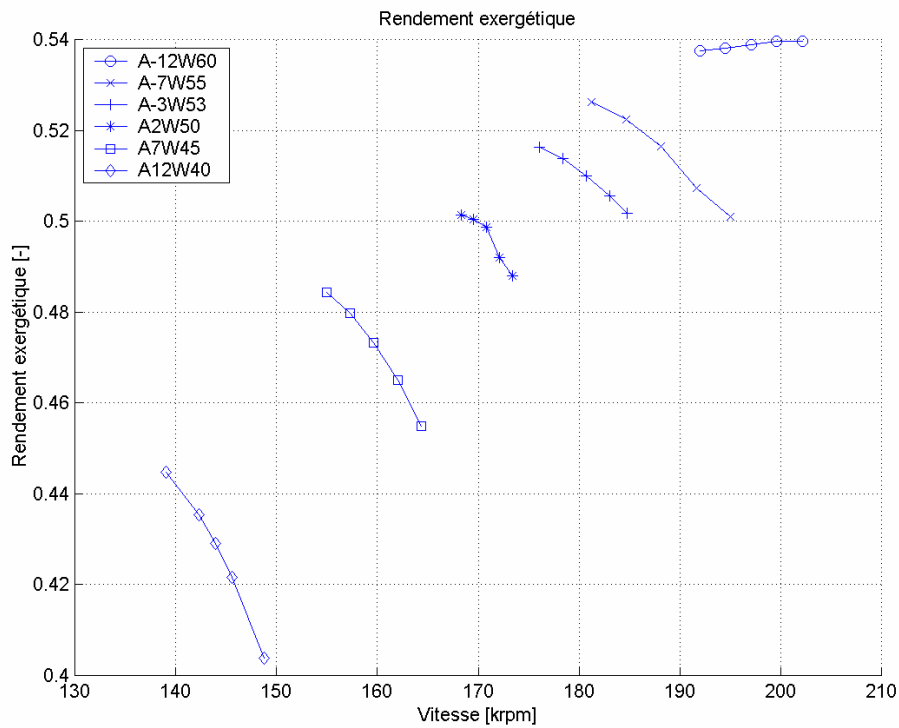


Figure 32: Les rendements exergetiques ($COP_{\text{EXTERNE}} / COP_{\text{THEORIQUE}}$) en fonction de la vitesse de rotation et du point de fonctionnement

Les deux figures ci-dessous montrent l'allure du COP externe pour tout point de fonctionnement et la vitesse de rotation correspondante en fonction de la température extérieure pour trois cas d'utilisation de la pompe à chaleur différente: le premier cas montre un fonctionnement au COP optimum (rond), le deuxième un fonctionnement à la puissance minimale (diamant) et le troisième cas un fonctionnement à la puissance maximale (plus). La plage de vitesse en fonction du point de fonctionnement varie entre 5'000 et 14'000 tours/minute :

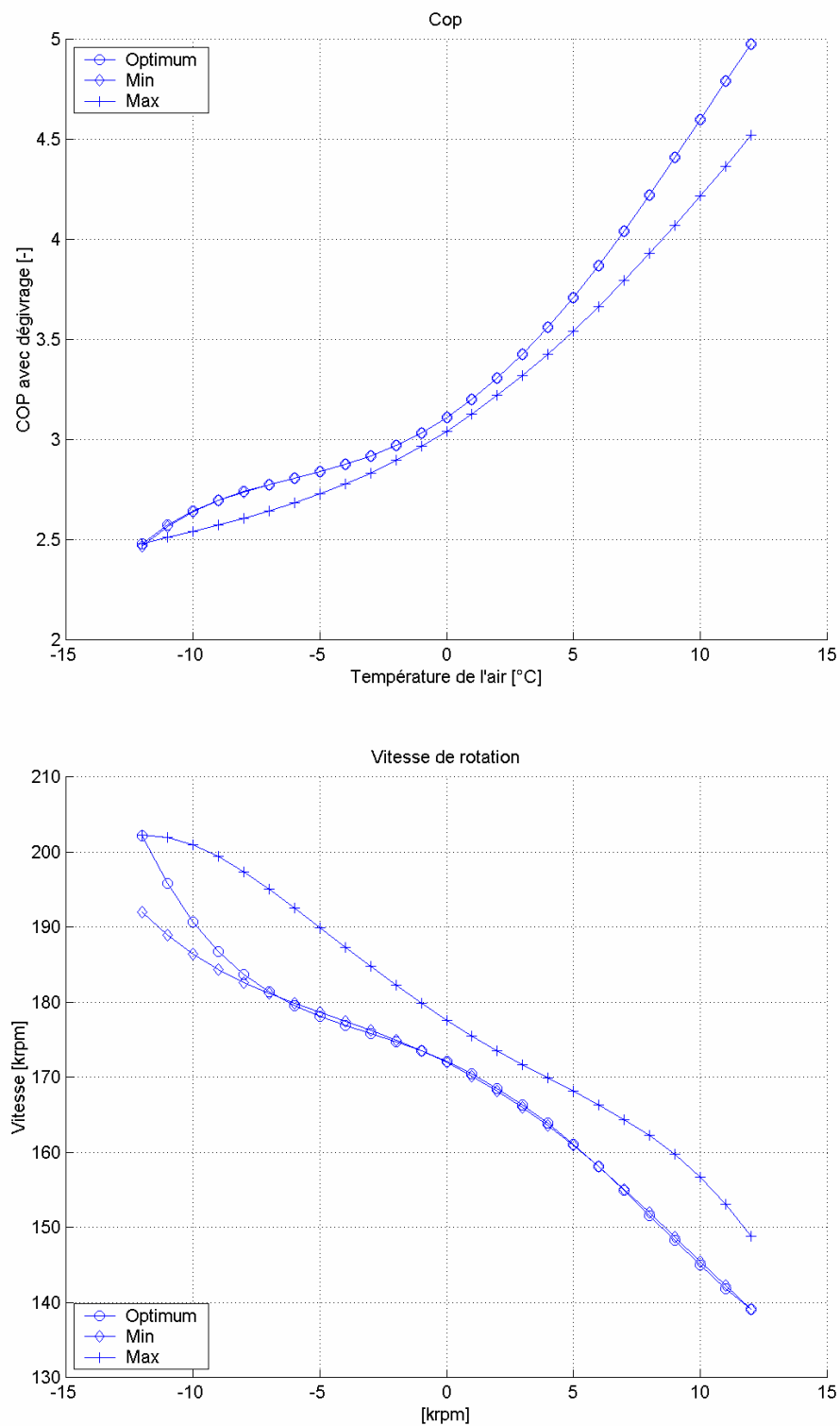


Figure 33: Le Cop optimum et la vitesse de rotation correspondante en fonction de la température extérieure

4.2 COP annuel

4.2.1 Calcul

Le calcul du COP annuel est basé sur une puissance nominale du consommateur et de la distribution de la température annuelle à l'endroit du client. Pour le calcul suivant un profil de Zürich a été choisi. La figure en bas montre la distribution de température annuelle résultant des mesures pendant les années 1995-2002 :

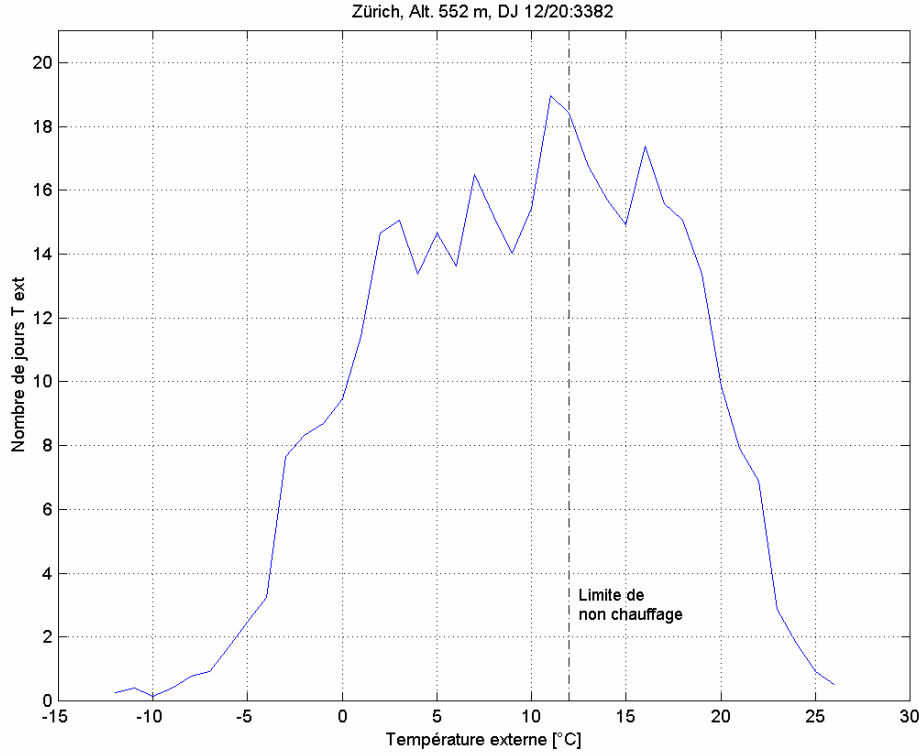


Figure 34: Profil de températures de Zürich résultant des mesures effectuées pendant la durée de 1995 – 2002

Par la suite le calcul du COP annuel est basé sur le calcul de l'énergie annuelle nécessaire pour chauffer et de l'énergie électrique consommée pour entraîner la pompe à chaleur selon :

$$COP_{ANNUEL} = \frac{E_{THERMIQUE}}{E_{ELECTRIQUE}}$$

$$E_{THERMIQUE} = \sum_{i=1}^{n_T} [n_{Jours}(T_{EXT}) * 24 * 3600 * \dot{Q}_{CH}]$$

$$E_{ELECTRIQUE} = \sum_{i=1}^{n_T} \left[n_{Jours}(T_{EXT}) * 24 * 3600 * \left(\frac{\min(\dot{Q}_{CH}, \dot{Q}_{PAC}(T_{EXT}))}{COP_{EXT,DEG}(T_{EXT})} + \max(0, (\dot{Q}_{CH} - \dot{Q}_{PAC}(T_{EXT}))) \right) \right]$$

où l'énergie électrique contient la partie fournie directement à la pompe à chaleur et la partie d'appoint thermique ou cas où la pompe à chaleur n'arriverait pas à fournir la puissance nécessaire au chauffage. La puissance de chauffage est calculé à l'aide de la puissance de base du consommateur à $T_{EXT} = -12^\circ\text{C}$. La température de non chauffe est fixée à 12°C .

4.2.2 Résultat

Pour le calcul du Cop annuel quatre modes de fonctionnement différents ont été analysés : le premier mode étant un fonctionnement de la pompe à chaleur au COP optimum en tout point d'opération, le deuxième mode tournant à la puissance minimum et le troisième mode tournant à puissance maximale. Le quatrième mode exploite toute la gamme de puissance tout en tournant au COP optimum possible.

La figure ci-dessous montre le besoin de puissance chaleur en fonction de la température extérieure pour un consommateur de 12 kW de base à $T_{EXT} = -12^{\circ}C$. Les courbes en bleu (rond, diamant, plus) indiquent les puissances fournies par la pompe à chaleur en fonction de T_{EXT} pour les modes de fonctionnement puissance maximale, puissance minimale est COP optimum. Pour une puissance de base de 12 kW le quatrième mode correspond au mode COP optimum :

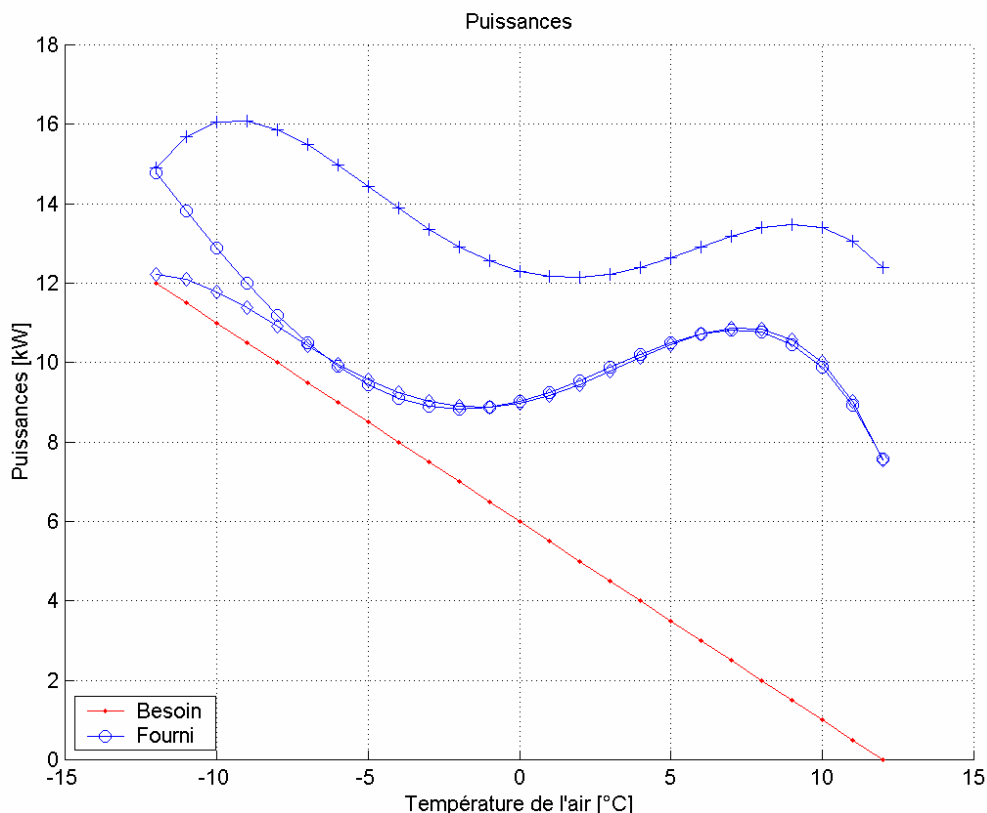


Figure 35: La puissance de besoin de chauffe et les puissances fournies par la pompe à chaleur pour les trois modes de fonctionnement pour un consommateur de 12 kW de puissance de base

La figure ci-dessous illustre le coefficient d'utilisation de la pompe à chaleur aussi pour les trois modes de fonctionnement. Idéalement ce coefficient correspondait à l'unité sur toute la gamme de fonctionnement. Cela n'est malheureusement pas possible en utilisant la deuxième solution de compresseur. La première solution aurait permis un coefficient d'utilisation égal à l'unité sur toute la gamme de fonctionnement mais avec des rendements beaucoup plus faibles :

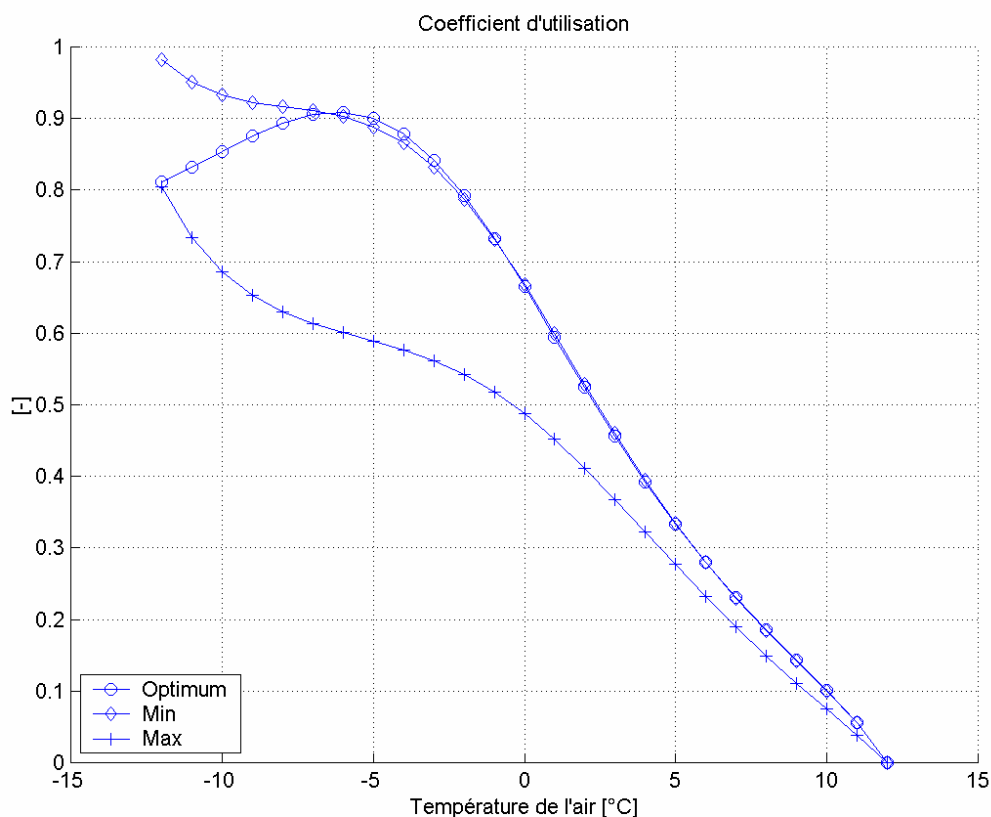


Figure 36 : le coefficient d'utilisation pour les trois modes de fonctionnement pour une puissance de base de 12kW

Le COP annuel calculé pour une puissance de base de 10, 12, 15 et 20 kW pour quatre stratégies de fonctionnement est résumé dans le tableau en bas. La première stratégie correspond à un fonctionnement à COP optimum, la deuxième à un fonctionnement à puissance minimale, la troisième à puissance maximale sur toute la gamme de fonctionnement. La quatrième stratégie correspond à un fonctionnement où le degré de couverture de la PAC est maximisé tout en travaillant à des COP aussi élevés que possibles en chaque point de fonctionnement. Pour le cas où la puissance demandée excède la puissance de la pompe à chaleur on considère l'utilisation d'un appoint thermique :

Mode de fonctionnement	Puissances de base				
	10 kW	12 kW	15 kW	17 kW	20 kW
Optimum	3.32	3.32	3.21	3.02	2.74
Puissance minimale	3.32	3.32	3.21	3.02	2.74
Puissance maximale	3.20	3.20	3.20	3.19	3.18
Puissance suivie	3.32	3.32	3.31	3.30	3.26

Tableau 8: Le COP annuel en fonction du mode d'opération pour une maison de puissance de base de 10, 12, 15 et 20 kW

Le tableau ci-dessous met en comparaison les COP annuels de la pompe à chaleur entraînée avec turbocompresseur par rapport au COP annuel des pompes à chaleur retrofit de "A" et de "B". Le COP annuel de la PAC avec turbocompresseur est basée sur une modélisation tandis que le COP annuel de la PAC de "A" et de "B" sont basés sur des COP mesurés et communiqués par les deux fournisseurs. Pour le calcul du COP annuel le même profil de température. Au cas où la demande de chauffage ne peut être comblée par la pompe à chaleur un appoint électrique est considéré :

	Puissances de base				
	10 kW	12 kW	15 kW	17 kW	20 kW
COP Système A	2.83	2.83	2.78	2.71	2.54
COP Système B	2.74	2.74	2.74	2.74	2.73
COP Turbo	3.32	3.32	3.31	3.30	3.26

Tableau 9: Les COP annuels de différentes pompes à chaleur existants sur le marché et de celle avec turbocompresseurs, calculés pour un profil de température de Zürich (Figure 34)

La figure en bas résume le COP annuel des trois pompes à chaleur en fonction de la puissance de base du consommateur :

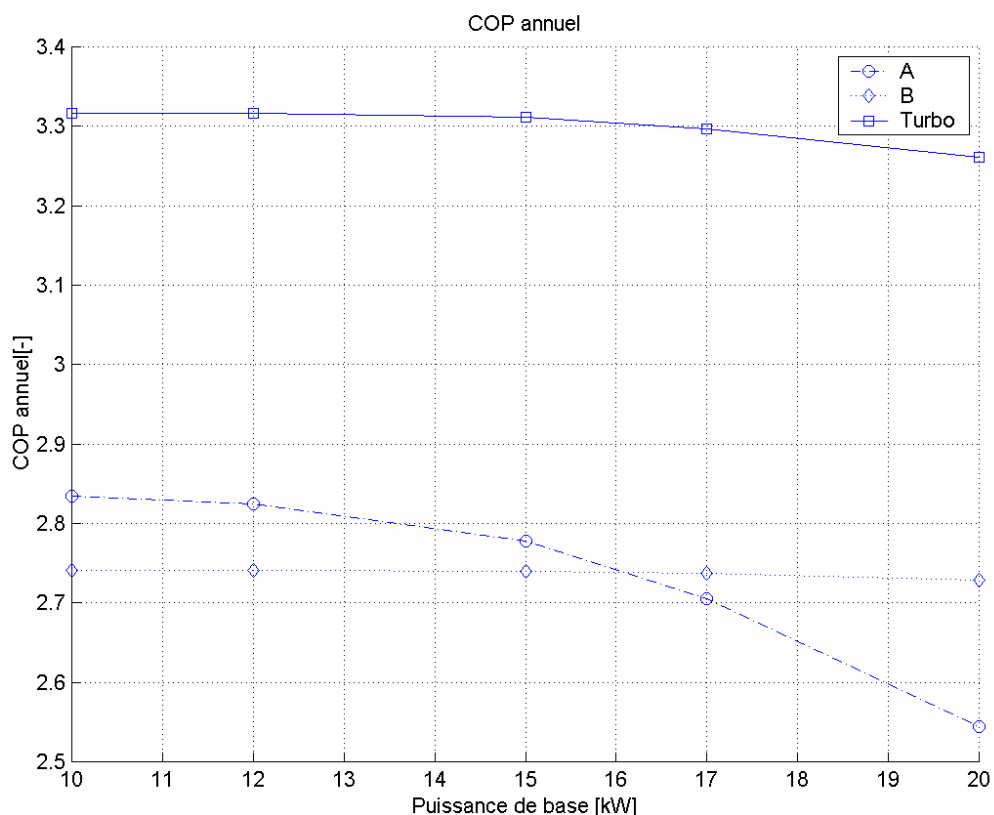


Figure 37: Le COP annuel des trois pompes chaleur (Système A, Système B, Turbo) en fonction de la puissance de base

5 Etude thermo-économique

5.1 Marché

Selon [7] le marché des pompes à chaleur en Europe a atteint la limite des 80'000 unités vendues en 2001. Le marché en Suède avec 38'000 unités vendues en 2001 est clairement le plus évolué parmi les pays Européens : Les pompes à chaleur couvrent 95% du marché pour nouvelles maisons et 50% du marché de retrofit.

Les marchés en France et en Allemagne sont en train d'évoluer très rapidement. Les unités vendues en 2001 (18'000) ne représentent que 4% du marché pour nouvelles maisons. Le marché de rénovation n'as pas encore été ouvert mais représente une taille deux à trois fois supérieure à celle du marché pour nouvelles maisons.

En Suisse 7500 unités ont été vendues la dernière année, couvrant le marché pour nouvelles maisons à 40% et celui de rénovation de 2-3% seulement.

Ces chiffres montrent clairement l'intérêt de développer de bonnes pompes à chaleur compétitives avec des systèmes de chauffage conventionnels destinés au marché de rénovation.

5.2 Prix de revient

Pour évaluer économiquement différentes pompes à chaleur dans le contexte de chauffage de maisons nous avons décidé d'utiliser le calcul du prix de revient de l'énergie de chauffage. Le prix de revient est calculé comme suit :

$$P_{REVIENT} = \frac{C_{ANNUEL}}{E_{CHAUFFAGE}} [CHF / kWh]$$

avec :

C_{ANNUEL} Le coût annuel lié au chauffage en CHF
 $E_{CHAUFFAGE}$ L'énergie utilisée pour le chauffage pendant une saison en kWh

Le coût annuel est partagé en une contribution de coûts opératoires liés à l'exploitation de la machine et en une contribution due à l'investissement lors de l'installation. Le coût annuel est calculé de la manière suivante :

$$C_{ANNUEL} = C_{OPERATOIRE} + \frac{1}{\tau} I$$

avec :

$C_{OPERATOIRE}$ Le coût lié à l'exploitation de la machine pendant une saison en CHF

$1/\tau$ Le facteur d'annuité : $\frac{1}{\tau} = \frac{\alpha(1+\alpha)^n}{(1+\alpha)^n - 1}$

I Investissement en CHF

α Taux d'intérêt annuel (4%)

n Durée de vie escomptée (20 années)

L'énergie de chauffage est calculée à partir de la demande du consommateur en fonction de la température extérieure comme suit:

$$E_{CHAUFFAGE} = \sum_{i=1}^n n_{JOURS}(T_{EXT}) * 24 * \dot{Q}_{CHAUFFAGE}(T_{EXT})$$

et le coût opératoire :

$$C_{OPERATOIRE} = P_{EL} \sum_{i=1}^n n_{JOURS}(T_{EXT}) * 24 * \left[\frac{\min(\dot{Q}_{CH}, \dot{Q}_{PAC}(T_{EXT}))}{COP_{EXT, DEG}(T_{EXT})} + \max(0, (\dot{Q}_{CH} - \dot{Q}_{PAC}(T_{EXT}))) \right]$$

avec

P_{EL} Le prix de l'électricité en CHF/kWh

Comme coût d'investissement pour la pompe à chaleur avec turbocompresseur on a pris comme base une pompe à chaleur retrofit équipée d'un compresseur volumétrique avec port d'injection en faisant l'hypothèse que la pompe à chaleur avec turbocompresseur bi-étagé coûte le même investissement dans une première approche. Cette approche se justifie par le fait que des compresseurs dynamiques en petite taille peuvent être produits à des coûts très faibles¹.

Le coût d'investissement des pompes à chaleur "A" et "B" ont été estimés à 20'000.- CHF. Ces coûts incluent l'installation de la machine chez le client.

Les prix de revient pour les différentes pompes à chaleur sont représentés dans le tableau ci-dessous. Un prix de 12cts / kWh pour l'électricité, un taux d'intérêt de 4% et un amortissement sur 20 ans ont été assumés pour les calculs de prix de revient résultant dans le tableau 10 :

	Puissances de base				
	10 kW	12 kW	15 kW	17 kW	20 kW
Système A	13.57	12.03	10.55	9.93	9.39
Système B	13.72	12.16	10.61	9.88	9.07
Turbo	12.96	11.40	9.85	9.13	8.35

Tableau 10: Les prix de revient en cts/kWh pour différentes pompes à chaleur existantes sur le marché et de celle avec turbocompresseurs. Le prix de l'énergie a été fixé à 12 cts/kWh et le taux d'intérêt à 4%

La figure en bas montre les prix de revient en fonction de la puissance de base du consommateur au point A-12W60 pour les trois pompes à chaleur (Système A, Système B, Turbo). Tout en augmentant le COP annuel de 20-25% par rapport aux alternatives existantes sur le marché actuel on arrive à diminuer le prix de revient de 5-10% seulement². Cela montre bien l'importance de pouvoir réduire les coûts liés à l'investissement lors de l'achat.

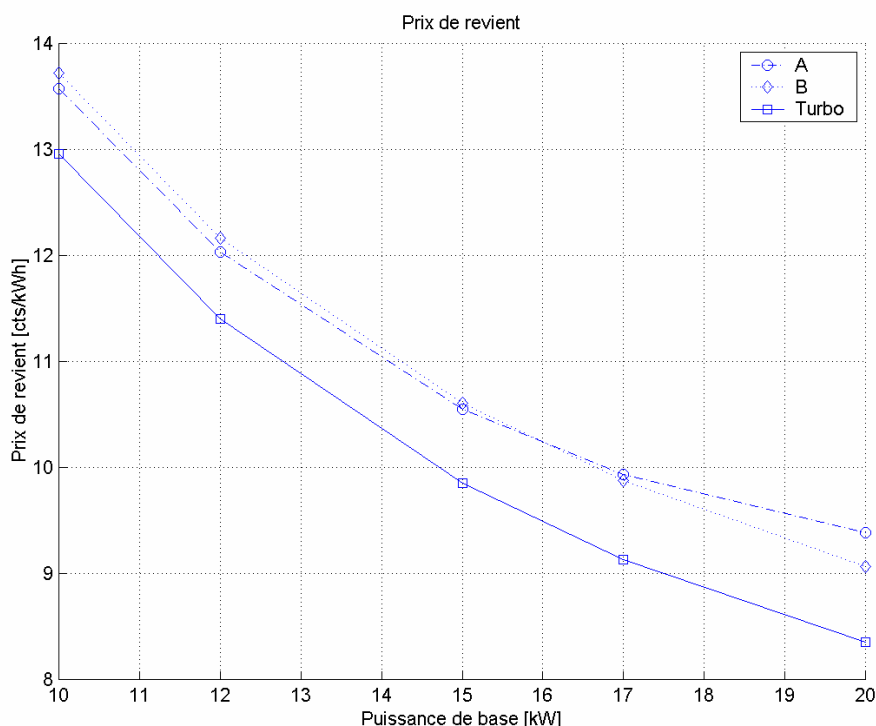


Figure 38: Le prix de revient en fonction de la puissance de base du consommateur de trois pompes à chaleur comparé aux prix de revient pour des chaudières au mazout et à gaz

¹ Un turbocompresseur avec turbine et compresseur, paliers et système de régulation pour voitures ne coûte pas plus cher que 150 CHF par pièce (prix de vente au producteurs de voitures)

² Les prix calculés sont basés sur l'hypothèse que les coûts d'investissement de la pompe à chaleur équipée avec un turbocompresseur biétagé sont les mêmes que pour la pompe à chaleur "A".

6 Conclusion

Le but de cette première phase du projet a été d'étudier la faisabilité d'une pompe à chaleur entraînée par un compresseur radial et bi-étagé destiné au marché de retrofit, c'est à dire de présenter la capacité de chauffer de l'eau à 60°C avec une température extérieure de -12°C et de livrer de la puissance de chauffage sur une gamme entre 10 et 15 kW.

Ce projet n'a pas seulement démontré la faisabilité technique d'une telle machine mais aussi la faisabilité économique. Effectivement par le fait de pouvoir tourner les compresseurs dans une plage de rendement très élevée on peut atteindre des COP annuels 20% plus élevés que ceux des meilleurs systèmes présents sur le marché actuel. Bien que les concepts purement bi-étagés ne soient pas nouveaux, leur mise en œuvre dans le cadre de pompe à chaleur de maisons individuelles n'a pas encore été réalisé de façon commerciale par manque de système de compression fiable et intéressant économiquement. Le système proposé dans ce rapport permet de concevoir une nouvelle génération de pompes à chaleur avancées à haute performance pouvant répondre encore plus efficacement au besoin de substitution des chaudières à mazout ou gaz.

La suite de projet consistera en une première démonstration pratique du fonctionnement d'un compresseur radial sur paliers à gaz suivi par une installation d'un compresseur bi-étagé dans une pompe à chaleur.

7 Références

- [1] Wärmepumpe mit Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung, Phase 1, M. Zehnder, D. Favrat, G. Reiner, C. Brugnoli, Bundesamt für Energie 1998, ENET-Nr. 6100005-24
- [2] Wärmepumpe mit Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung, Phase 2, M. Zehnder, D. Favrat, E. Zahnd, J. Cizmar, G. Reiner, C. Brugnoli, P. Reis Bundesamt für Energie 1999, ENET-Nr. 982487
- [3] Turbomachines, a guide to design, selection and theory, O.E. Balje, John Wiley & Sons 1981
- [4] Contribution to the Heat Transfer Analysis of Natural and Substitute Refrigerants Evaporated in a Smooth Horizontal Tube, Olivier Zürcher, Laboratoire d'énergétique industrielle 2000
- [5] Contribution to the Heat Transfer Analysis of Substitute Refrigerants in Evaporator Tubes with Smooth or Enhanced Tube Surfaces, Nakhlé Kattan, Laboratoire d'énergétique industrielle 1996
- [6] Fundamentals of Heat and Mass Transfer, F.P. Incropera, D.P. DeWitt, John Wiley & Sons 1996
- [7] www.ehpa.org