

ENET-Nr. 100133	Programme de Recherche Chaleur ambiante, CCF, froid	Par ordre de Office fédéral de l'énergie
--------------------	--	---

Rapport final novembre 2005

Compresseur Radial pour Pompe à chaleur bi-étagée, Phase 2

Rédigé par
Jürg Schiffmann, D. Favrat
LENI - EPFL
1015 Lausanne

jurg.schiffmann@epfl.ch

Alex Molyneaux
Offtech SA



Résumé

L'objectif d'une pompe à chaleur retrofit est de pouvoir au moins 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 la plupart des chaudières à mazout et à gaz. Pour atteindre des coefficients de performance acceptables et concurrencer les chaudières conventionnelles un cycle bi-étagé représente la solution technique la plus avancée en ce moment.

Ce projet de recherche mené au Laboratoire d'Energétique industrielle sous le mandat de l'Office Fédéral de l'Energie vise le développement et l'analyse d'un compresseur radial à deux étages sur paliers à gaz pour des pompes à chaleur bi-étagées à moyenne et haute température. Le système visé n'aura pas besoin de lubrification par huile et sera hermétique. Dans une première phase achevée en novembre 2002 [1], une esquisse du compresseur bi-étagé a été établie et son efficacité calculée. Le présent projet couvre la réalisation et l'essai d'un prototype mono-étagé en vue de tester les paliers, le moteur électrique ainsi que la roue de compresseur (proof of concept).

Le design de l'unité de compression se subdivise en 4 parties: le design du rotor et des paliers, le design du moteur électrique, le design de la roue de compresseur et le design de l'unité de compression. Le rapport illustre la procédure de design appliquée dans ce cas de figure ainsi que les résultats des premiers tests effectués avec le prototype.

Après une première casse de palier une approche "pas par pas" a été adoptée. Un stand pour tester séparément le système palier et le système d'entraînement a été mis en place. Le système palier a permis de tourner sans aucun problème jusqu'à 150'000 t/min (entraînement par une turbine à air). L'entraînement du système palier par le moteur électrique s'est montré plus difficile puisqu'un des deux moteurs n'a pas permis le bon fonctionnement des paliers à basse vitesse. Le deuxième moteur a pu tourner sur paliers à air jusqu'à une vitesse de 104'000 t/min avant de produire une nouvelle casse, suite à un déséquilibre inattendu. Malheureusement l'absence de pièces de paliers supplémentaires a empêché une reprise rapide des essais pour passer à la validation du compresseur même. Tous les efforts sont mis en place pour convaincre un autre partenaire industriel pour supporter la suite du projet.

Cette deuxième phase du projet a été financée par l'OFEN (Office fédéral de l'énergie).

Zusammenfassung

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 technologisch vernünftigste Lösung dar, um akzeptable Leistungszahlen zu erhalten, die es erlauben mit konventionellen Gas- und Ölheizungen zu konkurrenzieren.

Ziel dieses Projekts ist die Entwicklung und die Untersuchung eines zweistufigen Verdichters auf Gaslager für zweistufige Wärmepumpen für hohe Temperaturhübe im Einfamilienhaus-Segment. Diese Verdichter-Einheit benötigt durch ihre aerodynamischen Lager keine Ölschmierung mehr und ist absolut hermetisch. In einer ersten Phase, welche im November 2001 [1] vorgestellt wurde, wurde die Machbarkeit eines solchen Systems analysiert und deren Wirkungsgrad berechnet. Das aktuelle Projekt hat zum Ziel einen einstufigen Verdichter zu bauen um die Grundfunktionen Lager, Antrieb und Verdichter zu testen (proof of concept). Diese Arbeit ist im *Laboratoire d'énergétique industrielle* (LENI) an der ETH in Lausanne entstanden.

Die Entwicklung der Verdichtereinheit teilt sich in 4 Punkte auf: Die Auslegung der Lager und der Welle, die Auslegung des Antriebs (Elektromotor und dessen Leistungselektronik), die Auslegung des Verdichters sowie die CAD Konstruktion der Einheit selbst. Der vorliegende Bericht legt die Auslegungsprozeduren sowie die Resultate der ersten Versuchsreihen dar.

Nach einem ersten Misserfolg wurde eine schrittweise Test-Methodik eingeführt. So wurden verschiedene Teststände entwickelt, welche es erlaubt haben die Lagereinheit sowie den Elektromotor separat zu testen. Die Lagereinheit wurde erfolgreich bis 150'000 U/Min mit Luft angetrieben. Der Antrieb der Lager mit dem Elektromotor hat sich als etwas schwieriger entpuppt; so hat einer der zwei Motoren es den Lagern nicht erlaubt richtig zu funktionieren. Mit dem zweiten Motor wurden Versuche bis 104'000 U/Min gefahren, bevor die Lager touchiert haben und vernichtet wurden. Leider stehen keine weiteren Lagereinheiten für weitere Versuche mehr zur Verfügung und deshalb konnten wir im Rahmen dieses Projekt den Verdichter noch nicht validieren. Unsere Anstrengungen richten sich auf die Suche nach einem weiteren geeigneten Industriepartner, um das Projekt weiterführen zu können.

Diese zweite Phase des Projekts wurde vom BFE (Bundesamt für Energie) finanziert.

Abstract

The primary objective for a retrofit heat pump is to produce heating water at 60 C (with at least 10 C temperature rise) with an external air temperature of -12 C and a heating supply of a minimum of 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 promising technical solution currently available.

The final goal of this project is the development and the analysis of a twin stage radial compressor on gas bearings for the application in domestic high temperature heatpumps. The application of gas-lubricated bearings avoids the need for lubrication and will be fully hermetic. In a first phase that has been presented in November 2001 [1] the feasibility of such a unit has been analysed and its potential efficiency calculated. In this actual project the aim is to build and test a first single stage compressor as a proof of concept. This work has been performed at the *Industrial Energy Laboratory* (LENI) of the EPFL in Lausanne.

The development of the compressor unit is subdivided into 4 parts: The development of the bearing unit, the development of the motor and its drive, the design of the impeller and the design of the complete unit. The present report describes the detailed design procedure and the results of the first tests.

After a first bearing touchdown a "Step by Step" procedure has been implemented. Several test rigs have allowed testing the bearing unit and the motor separately. The bearing unit has been run to speeds up to 150'000 rpm without any problems with an air turbine. Driving the bearing unit with the motor has revealed to be trickier; the first motor has not allowed the bearings to run properly at low speeds. Only the second motor has worked well to speeds up to 104'000 rpm where the bearing have touched down and have been destroyed. As there are no more bearing units at disposition we cannot further test the unit and validate the compressor design. Our efforts concentrate now on the research of an appropriate other industrial partner in order to pursue the project.

The Swiss Federal Energy Office has sponsored this project.

Table de matière

1	Introduction.....	9
2	Conception de l'unité de compression.....	10
2.1	Définition du cahier de charge du compresseur mono-étagé.....	10
2.2	Design du rotor et des paliers.....	11
2.3	Moteurs électriques & Electroniques associées	14
2.3.1	Design 1 : Prof M Harris.....	15
2.3.2	Design 2 : Prof N Wavre	19
2.4	Drives	20
2.5	Compresseur	20
2.5.1	Pre-design.....	20
2.5.2	Design détaillé à l'aide de simulations 3D.....	22
2.5.3	Calcul de contraintes mécaniques	25
2.5.4	Calcul dynamique.....	26
2.5.5	Usinage de la roue de compresseur	27
3	Le stand d'essai.....	28
3.1	Le design du stand d'essai	28
3.2	L'instrumentation & l'acquisition de mesures	30
4	Test	31
4.1	Equilibrage & Montage	31
4.2	Premier démarrage.....	32
4.3	Stand d'essai moteur et paliers	33
4.4	Calibrage des capteurs de position	34
4.5	Essais avec le module Pelton.....	34
4.6	Essais avec le module Moteur.....	35
4.7	Essais de paliers à gaz entraînés par moteur électrique.....	35
4.8	La suite des essais	36
5	Conclusion.....	37
6	Références	38

1 Introduction

Le projet Swiss Retrofit Heatpumps a comme but le développement de pompes à chaleur capables de se substituer à une chaudière individuelle au gaz ou au mazout. 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. Par ailleurs les problèmes potentiels de migration d'huile pénalisent l'avènement de concepts à multi-services (multi-évaporateurs et/ou multi-condenseurs)

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 deuxième phase de ce projet décrite dans ce rapport représente la suite du travail effectué dans une première phase achevée en novembre 2001. Il s'agit du développement et des essais d'un premier prototype mono-étagé. Le but principal a été la conception du système de compression, de tester et valider les paliers, le moteur électrique ainsi que le premier étage de compression.

2 Conception de l'unité de compression

2.1 Définition du cahier de charge du compresseur mono-étagé

Le cycle thermodynamique visé avec le compresseur bi-étagé est celui d'une pompe à chaleur à deux étages avec un économiseur au niveau de pression intermédiaire. Le but plus spécifique du projet exposé ici est la réalisation d'un compresseur mono-étagé pour démontrer le concept tout en préparant la suite c'est à dire la réalisation d'un véritable compresseur bi-étagé. Pour des questions de diminution de forces axiales il a été décidé de concevoir le compresseur mono-étagé pour le fonctionnement en étage inférieur, comme montré dans la figure 1 ci-dessous:

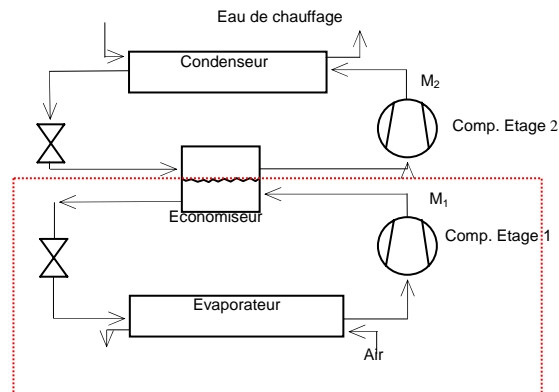


Figure 1: Schéma du cycle de pompe à chaleur visé.

Pour garantir un bon fonctionnement des paliers à gaz il leur faut une pression ambiante aussi constante que possible sur toute la plage de fonctionnement. Des simulations du cycle thermodynamique effectuées lors de l'étude de faisabilité (phase 1) ont démontré que la pression intermédiaire (pression de sortie du premier étage de compression) restait constante en tout point de fonctionnement. C'est pour cela que les paliers sont prévus pour fonctionner à la pression intermédiaire du cycle c'est à dire autour des 5.5 bara (R134a).

Les spécifications pour le premier étage de compression ont été calculées directement à partir des résultants présentés dans l'étude de faisabilité. Le tableau 1 résume les conditions d'entrée, les rapports de pression et le débit masse minimal pour chaque point de fonctionnement :

		A-12W60	A-7W55	A2W50	A7W45	A12W40
T_{air}	[°C]	-12	-7	2	7	12
P_{in}	[bar]	1.4	1.7	2.4	2.9	3.5
T_{in}	[°C]	-14	-9	0	5	10
PR	[-]	4.2	3.3	2.4	2	1.7
m	[g/s]	53	43	24	16	5

Table 1: Les spécifications pour le premier étage de compression

2.2 Design du rotor et des paliers

Le rotor final sera composé de deux roues de compresseur, d'un moteur électrique, de deux paliers radiaux et une butée axiale. Puisque plusieurs layouts de rotor sont possibles les critères suivants ont été établis pour faciliter le choix:

- Une fréquence propre du mode en flexion aussi élevée que possible
- Facilité d'usinage
- Facilité d'assemblage
- Diminution du nombre d'éléments
- Diminution du coût de revient

Les différentes possibilités ont été listées dans une matrice de critères et la solution la plus prometteuse au niveau de la fabrication et de l'assemblage a été choisie. Elle permet de concevoir un rotor monobloc, afin que la butée et l'arbre soient usinés sur la même pièce. Cela permet de réduire le nombre de pièces, de diminuer les coûts de fabrication et de faciliter considérablement l'assemblage du rotor. Le seul empêchement pour une telle réalisation pourrait être les contraintes induites aux bords entre la butée axiale et l'arbre dues aux forces centrifuges. Pour répondre à cette incertitude des analyses par éléments finis ont été effectuées. Cette analyse en plus de valider le layout du rotor, a permis de maximiser le rayon de la butée dans le but d'améliorer la capacité de supporter des efforts axiaux et de dimensionner les rayons au joint arbre-butée pour diminuer les contraintes.

La figure 2 représente la distribution des contraintes de von Mises dans la région autour de la butée tournant jusqu'à 250 krpm. Les contraintes maximales sont de 910 MPa, la matière choisie pour les paliers, le carbure de tungstène présente une contrainte de rupture de 2000 MPa laissant ainsi une marge de sécurité suffisante. Cette matière a déjà été utilisée et testée dans plusieurs applications de paliers à gaz. Des milliers de "stop & go" n'ont pas laissé de traces mesurables.

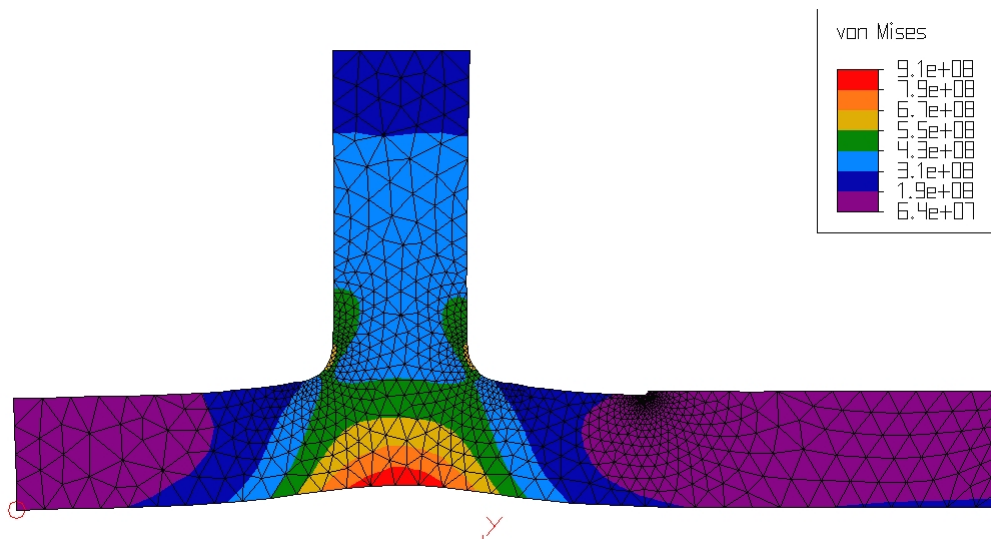


Figure 2: Les contraintes de von Mises pour l'arbre tournant à 250 krpm en carbure de tungstène

Les paliers utilisés dans cette application sont des paliers dynamiques à gaz. Ce type de paliers a l'avantage de ne pas avoir besoin de l'huile de lubrification et permet des hautes

vitesses de rotation tout en limitant les pertes mécaniques. Leur design fait partie intégrante du design du rotor en ce qui concerne la stabilité dynamique. La définition géométrique du rotor et des paliers est fixée par une dizaine de variables. Un modèle de l'ensemble rotor-paliers a été établi permettant de calculer la puissance dissipée et la stabilité dynamique. Un algorithme génétique (développé au LENI) a été utilisé pour trouver une courbe de Pareto représentant l'ensemble des solutions maximisant la stabilité dynamique et minimisant les pertes mécaniques du rotor en question. La figure 3 représente la courbe de Pareto du système rotor:

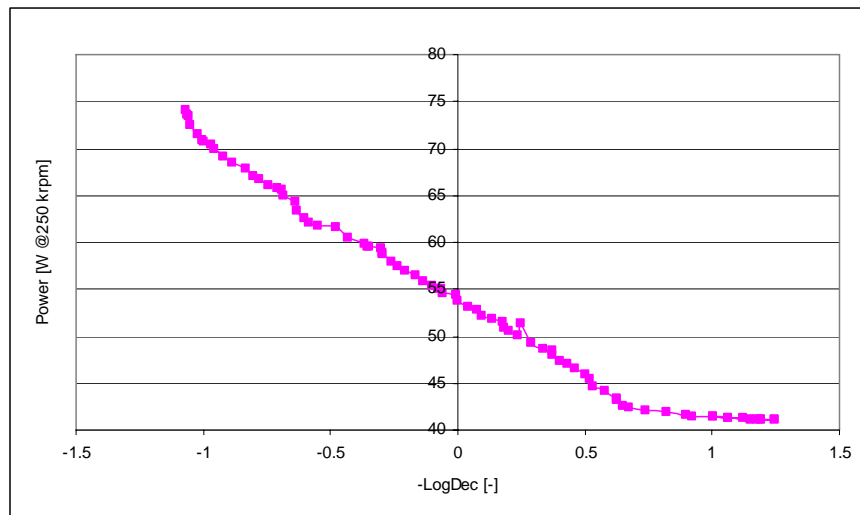


Figure 3: La courbe de Pareto indiquant l'ensemble des solutions optimales pour maximiser la stabilité et minimiser les pertes mécaniques

Les solutions avec un décrétement logarithmique plus élevé que 0 sont instables. Pour cela on ne considère que les solutions dans le quadrant à gauche. Les solutions avec la meilleure stabilité ont des jeux de paliers très faibles menant à une fabrication plus onéreuse. La courbe de Pareto montre que la sensibilité de la puissance dissipée en fonction de la géométrie est très faible par rapport à la puissance maximale du compresseur (6kW). Cela permet de choisir une solution avec une bonne stabilité pour une consommation et un jeu de palier raisonnable.

La géométrie de rotor et des paliers résulte dans les caractéristiques dynamiques représentées dans la figure 4 ci-dessous. Le rotor présente 4 vitesses critiques dont 2 coniques et 2 cylindriques. Les vitesses critiques coniques se trouvent dans les alentours de 20 et de 50 krpm. Les vitesses cylindriques se trouvent à 50 et à 100 krpm. Les quatre vitesses sont fortement amorties et se trouvent en dessous de la vitesse de rotation minimale du compresseur.

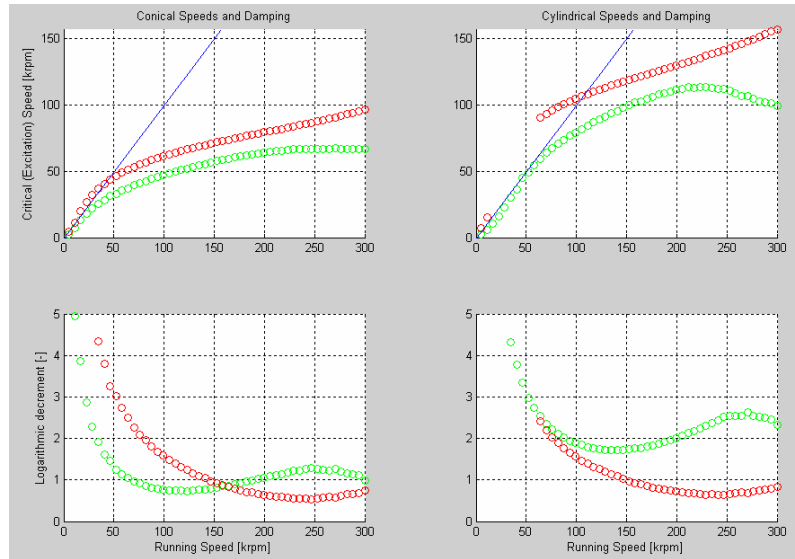


Figure 4: Caractéristiques dynamiques du système rotor

2.3 Moteurs électriques & Electroniques associées

Les moteurs électriques utilisés dans cette application sont uniques dans le sens que rien de semblable n'existe sur le marché en terme de puissance, vitesse de rotation, efficacité et en taille. Un moteur typique de 6 kW tournant à 6000 t/min a un diamètre de 150 mm et une longueur de 200mm. Un moteur pour cette application doit présenter une taille d'environ 10% des dimensions ci-dessus en raison de la haute vitesse de rotation et du comportement dynamique du rotor.

Les spécifications du moteur électrique sont les suivantes.

- Une puissance de 6kW pour quelques jours pendant l'année
- Une puissance nominale de 4 kW pour une durée de vie de 40'000 heures
- Une vitesse de rotation maximale de 240'000 t/min et 180'000 t/min en nominal
- Un refroidissement à partir du gaz et du liquide à 20°C à disposition
- Une faible longueur pour des questions de dynamique de rotor

L'étude de faisabilité a résulté en deux designs préliminaires, résumés dans la table 2 :

	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

Table 2: Designs préliminaires du moteur électrique

Le travail effectué dans le cadre de ce projet a visé le design et la construction du moteur électrique et plus spécifiquement :

- L'intégration avec un rotor sur paliers à gaz
- Les performances électromagnétiques
- Le comportement thermique
- Les contraintes
- Les coûts
- L'assemblage
- L'équilibrage

Pour des questions de redondance, deux moteurs électriques ont été sous-traités. Le premier a été calculé par Prof Martyn Harris (Université de Southampton GB, et Boman Power Systems Ltd) et le deuxième par Prof. Nicolas Wavre (Prof titulaire exerce à l'EPFL et Consultant indépendant)

2.3.1 Design 1 : Prof M Harris

Le design de ce moteur a été essentiellement effectué par Prof Martyn Harris assisté par Ofttech SA pour des questions mécaniques liées à la faible taille et à l'utilisation d'un fluide frigorigène à une pression de 5.5 bara.

Design du rotor

Entre plusieurs configurations possibles, des machines à 2 ou à 4 pôles représentent les solutions les plus prometteuses. Une section à travers les deux configurations est représentée dans la figure 5 ci-dessous :

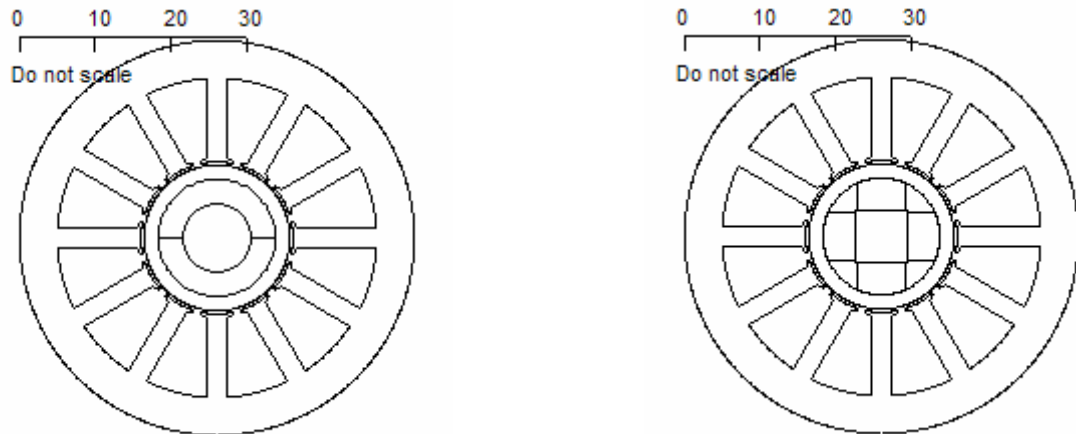


Figure 5. Section à travers deux configurations de moteur possibles

Le design à deux pôles (fig. 6 à gauche) utilise deux aimants permanents en forme de coque semi-circulaire, maintenus en place par une frette. Le design à 4 pôles présente 4 aimants presque rectangulaires aussi maintenus par une frette. Ces designs ont l'air simple. Le fait qu'ils tournent à haute vitesse complique fortement leur mise en œuvre :

- 2 pôles : L'usinage des aimants doit être précis de façon à permettre un assemblage sans casse et tel que le rotor présente un excellent niveau d'équilibrage. (Un important fabricant d'aimants européen a refusé de nous envoyer une offre).
- 4 pôles: Les vides entre les aimants doit être rempli avec une matière ayant des propriétés bien précises pour éviter des concentrations de contraintes dans la frette.
- Les deux designs ont besoin d'une frette pour maintenir en place les aimants. Cette frette peut être usinée en Inconel, Titane ou mise en place en fibres de carbone. Cette frette doit supporter des contraintes proches de la limite élastique de la matière lors de l'assemblage mais aussi en fonctionnement.

Perte par frottement

Tous les moteurs présentent des pertes dues au frottement du gaz dans le jeu entre le rotor et le stator. Ces pertes gagnent en importance pour les applications de haute vitesse. Dans le cas de cette application la perte par frottement est un paramètre critique qui limite le diamètre du rotor. La figure 6 représente l'évolution des pertes à 240'000 t/min avec un jeu de 0.5 mm entre le rotor et le stator pour du R134a à 5.5 bara en fonction du diamètre du rotor :

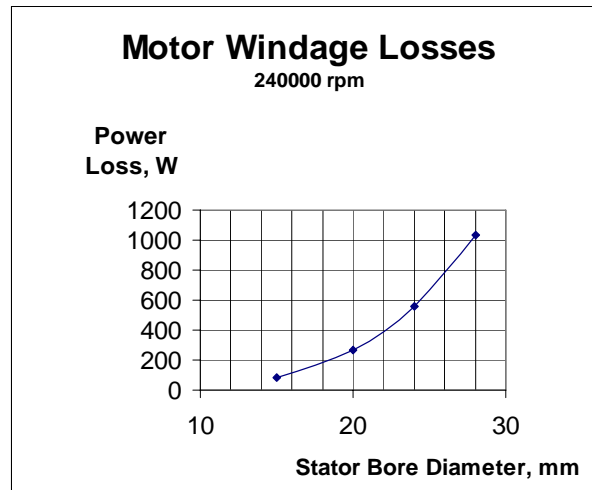


Figure 6: Les pertes dues au frottement pour un rotor tournant à 240'000 t/min dans du R134a à 5.5 bara à 30°C avec un jeu de 0.5 mm entre le rotor et le stator.

Les pertes augmentent de manière exponentielle atteignant 1kW pour un diamètre de rotor de 28 mm. Ces résultats ont été obtenus en utilisant des méthodes publiées qui ont été vérifiées par comparaison avec des mesures publiées.

Design du stator

Le design du stator présente un choix fondamental : 3 ou 6 phases. C'est un aspect qui anime beaucoup le débat entre les spécialistes. En gros le design à 3 phases a l'avantage d'être meilleur marché mais devant être alimenté à une fréquence plus élevée tandis que le design à 6 phases est nettement plus coûteux mais a l'avantage de présenter moins de pertes statoriques et doit être alimenté à une fréquence moins élevée.

Pour la comparaison les deux designs la température maximale du cuivre du stator est utilisée comme critère de choix. La figure 7 représente la température du cuivre du stator pour les trois configurations possibles. Clairement le design à 4 pôles au rotor et 3 phases au stator présente la température la plus élevée tandis que la version avec 2 pôles et 3 phases présente la moins élevée :

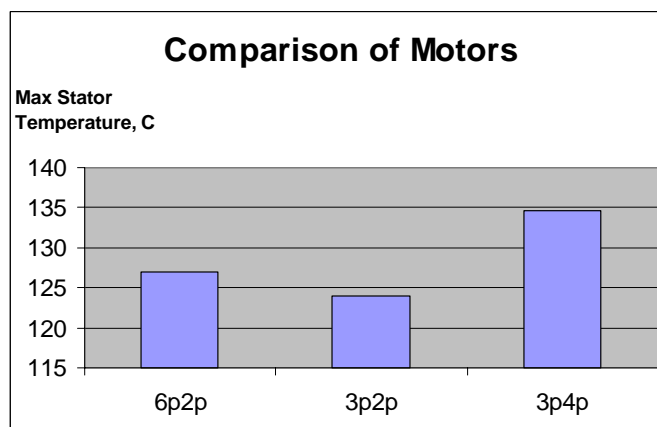


Figure 7: Température du cuivre du stator pour les différentes configurations de stator et d rotor

L'évolution de la température maximale du stator en fonction de la vitesse est représentée dans la figure 8 pour la configuration avec 2 pôles et 6 phases. La température augmente légèrement dû à l'augmentation de la perte par frottement. Les températures sont basses comparées à d'autres applications, parce que le fluide de refroidissement à disposition est plus froid (20°C) que d'habitude.

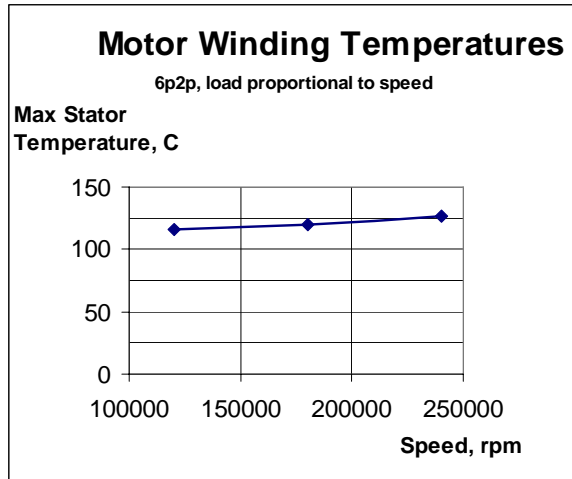


Figure 8: L'évolution de la température du stator en fonction de la vitesse de rotation

Design de la frette

Le design de la frette de maintien des aimants est plus compliqué qu'il pourrait paraître de prime abord. En effet il y a deux spécifications contradictoires.

- Il faut maintenir en place les aimants à vitesse maximale autrement les forces induites par les aimants diminuent la qualité de l'équilibrage et pourraient mener à une destruction des paliers.
- La frette doit être facile à monter sur le rotor sans endommager les aimants qui sont très fragiles, et ne supportent pas des températures très élevées lorsqu'ils sont aimantés.

De simples calculs montrent que pour retenir les aimants en place à 240'000 t/min il faut une frette d'une épaisseur de 1.4 mm avec une précontrainte circonférentielle de 900 MPa. Evidemment une frette plus épaisse mènerait à une contrainte réduite tout en augmentant le jeu magnétique entre le stator et les aimants donc en diminuant l'efficacité du moteur.

Beaucoup de fabricants de moteurs électriques à haute vitesse utilisent des fibres de carbone pour la frette. Soit les fibres sont enroulées sous tension sur le rotor, soit le tube en fibre est fretté sur le rotor. La première méthode est souvent utilisée pour les génératrices de micro turbines à gaz et est connue comme difficile et normalement plus onéreuse que le simple frettage d'un tube en alliage. Pour assembler une frette préfabriquée deux méthodes sont connues :

- Usiner plusieurs frettes courtes et les monter une à une sur le rotor.
- Usiner une frette et la dilater pour le montage soit thermiquement soit hydrauliquement.

La première méthode semblait risquée par le fait que la précontrainte nécessaire et la force pour faire glisser les frettes sont très élevées. La deuxième méthode est favorisée puisqu'elle a souvent été appliquée pour des applications de prototypage. L'expansion thermique par simple chauffage de la frette avant le montage est difficilement réalisable dû à

la haute température nécessaire risquant de démagnétiser les aimants. Pour cela la dilatation par système hydraulique a été mise en place pour l'assemblage du rotor de ce design.

En terme de matière, la fibre de carbone a l'inconvénient que son design pour l'application et sa mise en œuvre sont souvent mal interprétés : Cela résulte souvent dans des cycles de développement plus longs qu'avec des matériaux conventionnels. En plus le nombre de fabricants fiables est très limité.

En terme de matériaux conventionnels on connaît le titane, l'inconel et aussi des alliages d'aluminium. Le titane présente des problèmes de fluage et l'aluminium n'a été développé et appliqué que très récemment. Pour cela le choix de matériau pour cette application concernant la frette est l'inconel en raisons du risque technologique plus faible et de la connaissance de l'application.

La méthode choisie pour monter la frette en inconel sur le rotor est un système hydraulique, nécessitant des pressions de 140 bar pour garantir une expansion suffisante pour faire glisser la frette sur le rotor. Cette pression hydraulique cause des contraintes atteignant 95% de la limite élastique. Evidemment un montage spécial est requis pour appliquer la pression d'expansion tout en faisant glisser la frette par-dessus le rotor. Bien que cette procédure ait déjà été appliquée dans plusieurs autres applications auparavant, la faible taille et la haute pression a résulté dans quelques modifications de la méthode. Malheureusement ces modifications ainsi que le remplacement de diverses pièces défectueuses de cet assemblage ont conduit un grand retard de livraison du moteur électrique.

La figure 9 montre le système utilisé pour la mise sous pression de la frette utilisant une pompe manuelle pour atteindre la haute pression ainsi qu'un piston pour faire glisser le rotor dans la frette. L'expansion de la frette a été mesurée sur deux plans aux deux bouts et au milieu de la frette. Les mesures ont démontré que l'inconel s'est comporté parfaitement selon les données fournies par le fabricant. En utilisant ce système un moteur à 2 pôles a été assemblé.

Deux stators, un à 3 phases et un deuxième à 6 phases ont été fabriqués. La fabrication d'un moteur à 4 pôles est envisagée pour compléter toutes les combinaisons de pôles et de phases.

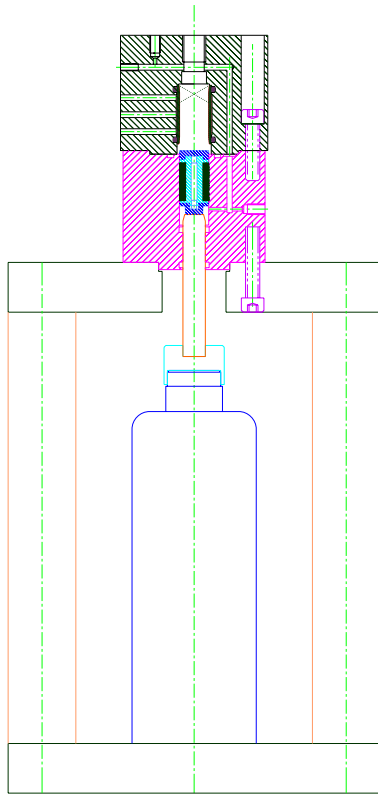


Figure 9: Le système pour monter la frette sur le rotor en utilisant la méthode hydraulique pour pré-contraindre la frette avant de la faire glisser sur le rotor avec un vérin hydraulique

2.3.2 Design 2 : Prof N Wavre

Le design du deuxième moteur électrique a été sous-traité après le début du projet afin de permettre une redondance au niveau des designs des moteurs. Le design électromagnétique a été effectué par Prof. N. Wavre, le design mécanique a été effectué au Leni et la fabrication par Drivetek SA. Les dimensions des deux moteurs sont très semblables. Dans le cas du deuxième design il s'agit d'un moteur à 2 pôles avec un stator à 3 phases. La frette est en fibres de carbone appliquées directement sur le rotor sous précontrainte. Le processus de mise en œuvre de la frette a dû être effectué à plusieurs reprises par deux compagnies différentes.

2.4 Drives

Pour faire tourner les moteurs électriques, des drives (électronique de puissance) sont nécessaires. Les drives gèrent l'alimentation du moteur électrique. Jusqu'à très récemment les drives avaient encore besoins de senseurs de position du rotor pour mieux contrôler sa position. Maintenant des systèmes « sensorless » ou même des drives en boucles ouvertes sont possibles.

Dans le cadre de ce projet deux drives de sources indépendantes ont été commandés. Le premier a été conçu dans le cadre d'un travail de diplôme au Laboratoire d'électronique industrielle (Prof. A. Rufer). Le deuxième a été commandé à une société en Angleterre, spécialisée dans la conception et dans la fabrication de drives particuliers.

2.5 Compresseur

2.5.1 Pre-design

Dans un premier temps, le tableau 3 a été utilisé pour estimer une géométrie de compresseur basée sur la méthodologie de similitude au moyen de chiffres adimensionnels (vitesse et diamètre spécifique) proposés par Balje. Chaque point de fonctionnement a été associé avec une vitesse spécifique optimum en fonction de son rapport de pression. A une vitesse spécifique trop basse l'efficacité de la roue chuterait dû au frottement du gaz dans les canaux plus longs, tandis que pour une vitesse trop élevée les pertes augmenteraient en raison de vitesses relatives trop importantes. Appliqué aux 5 points de fonctionnement cette méthode résulte en des géométries complètement différentes. Le tableau ci-dessous illustre cette divergence : la roue optimale pour le point de fonctionnement A-12W60 est une roue de 24 mm de diamètre tournant à 186'000 t/min tandis que la roue optimale pour le point de fonctionnement A12W40 a un diamètre de 7 mm pour tourner à 458'000 t/min. Cette démarche nous montre clairement qu'il n'est pas possible de trouver une roue offrant la meilleure efficacité sur toute la fourchette de fonctionnement.

		A-12W60	A-7W55	A2W50	A7W45	A12W40
n_s	[-]	0.73	0.74	0.755	0.762	0.767
d_s	[-]	4	4	4	4	4
N	[kt/min]	186	205	258	299	458
D_2	[mm]	24	18	13	10	7

Table 3: La géométrie de la roue de compresseur pour chaque point de fonctionnement estimée en utilisant les chiffres adimensionnels proposés par Balje

Le coefficient de performance annuel correspond au rapport entre l'énergie de chauffage et l'énergie électrique utilisée pendant une année. Donc pour optimiser ce coefficient il faut optimiser le compresseur pour le régime de fonctionnement le plus fréquent sur une période de chauffage. En Suisse ce point se situe autour d'une température de l'air de 2°C. Pour cela notre compresseur devrait avoir son rendement maximum autour du point de fonctionnement A2W50, mais doit être capable de générer un rapport de pression de 4.2 pour le point de fonctionnement A-12W60. La taille de la roue de compresseur et la vitesse de rotation doivent se trouver dans une plage raisonnable afin de permettre un fonctionnement stable au niveau dynamique de rotor. En plus, la taille de la roue de compresseur doit être telle qu'elle soit usinable sur une machine 5 axes standard. En effet c'est cette restriction qui limite la

taille de la roue et ainsi la vitesse de rotation maximale. Des investigations avec des experts en usinage de surfaces complexes ont mené à une limitation du diamètre minimum à 20 mm.

Pour faciliter le design du compresseur radial le LENI a fait l'acquisition d'un logiciel de design de compresseur (Concepts NREC). Ce logiciel permet d'effectuer la conception aérodynamique du compresseur passant par des modèles 1D, 2D et 3D. Les codes 1D et 2D tiennent compte de plusieurs effets physiques tels que la diffusion, le slip, les flux secondaires ainsi que les pertes avec une multitude de paramètres. Ces paramètres ont été optimisés auparavant sur des compresseurs connus. Puisque le compresseur en question sort du commun en ce qui concerne sa taille, les résultats obtenus par les codes 1D et 2D ont été traités avec beaucoup de précautions. C'est pour cela que le design détaillé de la roue a été effectué avec le code 3D qui permet de calculer le champ de vitesse en résolvant les équations Navier-Stokes. Néanmoins il a été décidé de continuer d'explorer la voie 1D et 2D pour pouvoir se faire une idée qualitative du champ de fonctionnement du compresseur (compressor map). Les calculs 1D nous ont permis de définir grossièrement la géométrie du compresseur et d'en tirer un champ de fonctionnement pour les différents points de fonctionnement. Les deux figures 10 et 11 ci-dessous montrent le champ de compresseur pour le point de fonctionnement A-12W60 et A2W50 pour un compresseur avec une géométrie telle que décrite dans la table 4. Les deux lignes dans chaque figure indiquent les caractéristiques pour la vitesse minimale et maximale pour atteindre le rapport de pression requis par le point de fonctionnement correspondant. Les chiffres indiquent les efficacités estimées par le modèle 1D. Il a été essayé de définir la géométrie de manière à positionner le point de fonctionnement A-12W60 le plus près possible de la limite de blocage, pour laisser le plus de marge possible pour que l'enveloppe de fonctionnement arrive à satisfaire les spécifications des points de fonctionnement à rapport de pression plus faible. Mais comme on peut voir sur le champ de fonctionnement du point A2W50 le compresseur qui délivre juste le débit nécessaire au point A-12W60 en régime de blocage, fournit un débit trop élevé aux points correspondant à des températures de l'air supérieur à 2°C. Cela veut dire que le compresseur ne pourra pas tourner en régime continu sur toute la saison puisqu' à température d'air moyenne et plus élevée il fournirait un accès de puissance ce qui fait que pour ces modes-là le fonctionnement sera en on/off. En utilisant des aubes directrices à géométrie variable en entrée de compresseur et dans le diffuseur il serait possible de mieux adapter le champ de compresseur à la demande. Dans le cadre de ce projet et pour ce premier prototype il a été décidé de ne pas utiliser des aubes directrices de manière à maintenir le degré de complexité aussi faible que possible. Une description plus détaillée de la procédure de design est présentée dans Schiffmann [2]

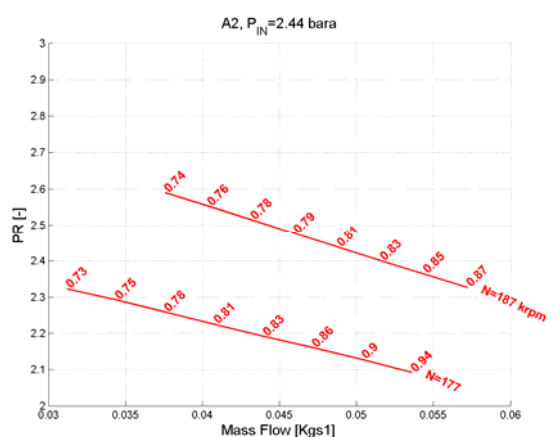


Figure 10: Compressor Map for the operation point 1

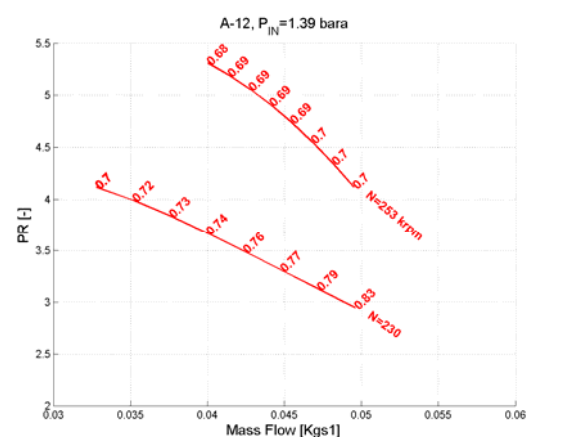


Figure 11: Compressor Map for the operation point 3

D1 [mm]	D2 [mm]	b2 [mm]	β_1 [°]	β_2 [°]
20	11.2	0.62	57	-50

Table 4: Dimensions principales du compresseur résultant de la modélisation 1D

2.5.2 Design détaillé à l'aide de simulations 3D

La géométrie de l'aube est responsable pour guider l'écoulement à travers le compresseur et pour cela de grande importance pour obtenir des efficacités raisonnables. La définition de la géométrie finale est normalement un processus itératif qui englobe le calcul aérodynamique, le calcul des contraintes mécaniques ainsi que les calculs dynamiques permettant de calculer la fréquence propre des aubes. Les résultats de l'analyse aérodynamique permettent d'optimiser le rendement de la machine et les calculs mécaniques de contrôler la résistance mécanique. Il a été remarqué que dans le cas particulier de ce compresseur les efforts mécaniques, dû à la vitesse circonférentielle relativement faible, n'allaient pas influencer l'allure des aubes. Pour cela il a été décidé que, dans cette phase de design, les contraintes mécaniques n'étaient pas contrôlées à chaque itération.

L'optimisation de la géométrie a été effectuée en utilisant des calculs 3D. Le maillage utilisé est de type H et compte 71x21x51 nœuds dans la direction de l'écoulement, de shroud-hub, et entre les aubes respectivement. Le nombre de nœuds est un compromis entre la précision de la prédiction de l'écoulement et le temps de calcul. Des tests ont été effectués avec des maillages jusqu'à 300'000 nœuds. Les auteurs ont démontré que le maillage utilisé est assez précis pour pouvoir prédire des tendances de variation de l'efficacité en fonction de la géométrie et tirer des comparaisons entre deux solutions.

Les deux figures 12 et 13 ci-dessous montrent la distribution de l'angle de l'aube ainsi que le profil de la roue pour deux étapes différentes de l'optimisation. La ligne en gras représente la géométrie finale tandis que les lignes en traitillé correspondent à une géométrie intermédiaire :

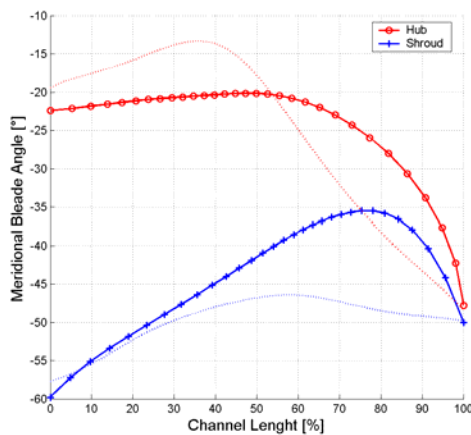


Figure 12: distribution de l'angle d'aube

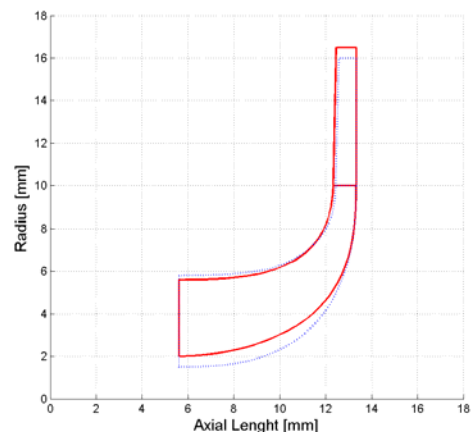


Figure 13: Profils moyeu-carter (hub & Shroud) de la roue et du diffuseur

Les figures 15-18 représentent des profils de vitesses dans un canal de la roue de compresseur comparant les deux géométries représentées ci-dessus. Dans les deux cas, le compresseur tourne dans les mêmes conditions (A2W50, 167'000 t/min). Les deux figures ci-dessous représentent la vitesse relative en nombre de Mach le long d'un canal. La géométrie finale (figure 15) présente un profil de vitesse lisse tandis que la géométrie sub-optimale (figure 14) montre des accélérations et

des décélérations à l'entrée et à la sortie de la roue. L'efficacité, de la roue seule, est environ 3 points plus élevée pour la géométrie finale par rapport à la géométrie au milieu du processus d'optimisation.

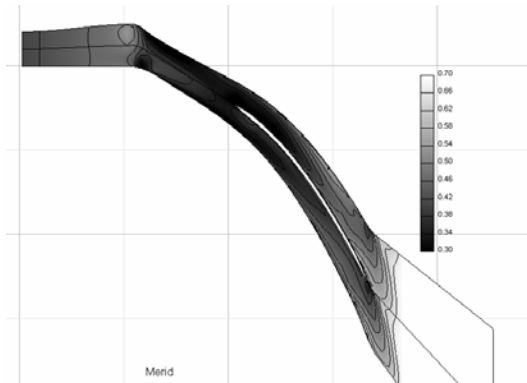


Figure 14: Profil de vitesse le long du canal d'une roue de compresseur au milieu du processus d'optimisation

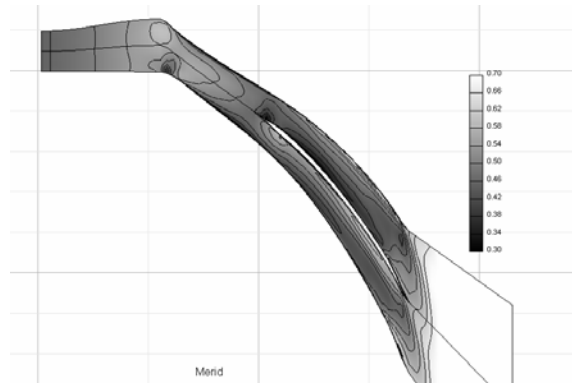


Figure 15: Profil de vitesse le long du canal de la roue de compresseur final

Les deux figures 16 et 17 montrent la distribution du nombre de Mach dans la section du canal en sortant de la roue de compresseur. La géométrie initiale présente un profil de vitesse à deux noyaux (un rapide et un lent) très prononcé tandis que la section du noyau à faible vitesse est beaucoup plus restreinte pour la géométrie finale. L'efficacité globale est de 7 points plus élevée pour la géométrie finale, suggérant qu'au moins la moitié des pertes peut être récupérée dans le diffuseur en homogénéisant le profil de vitesse en sortie de compresseur.

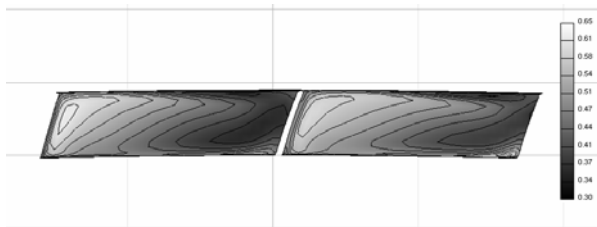


Figure 16. Profil de vitesse en sortie de compresseur pour une géométrie initiale

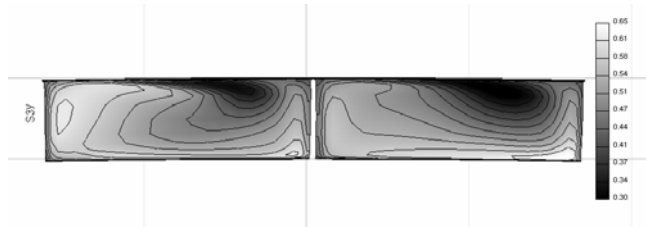


Figure 17: Profil de vitesse en sortie de compresseur pour la géométrie finale

Le compresseur résultant de l'optimisation présente un diamètre de 20 mm, un angle d'aube de 50° en sortie de compresseur, une hauteur de canal de 1 mm en sortie de compresseur et une plage de fonctionnement entre 110'000 et 220'000 t/min. Un jeu de 15 μm entre la roue de compresseur et la volute peut être appliqué puisque cette application utilise des paliers à gaz à faible jeu. La figure 18 ci-dessous montre les rendements isentropes du compresseur final tels que prédits par la simulation 3D. Le débit masse maximum pour le rapport de pression maximal est légèrement inférieur à celui correspondant aux spécifications. Cela résulte d'un compromis pour maximiser le débit à haut rapport de pression et obtenir le débit nécessaire pour le point de fonctionnement A2W50. Le champ de compresseur permet de tourner de manière continue et de moduler la puissance à partir d'une température de l'air inférieure à 2°C. A -12°C le compresseur délivre un débit permettant une puissance chauffage de 12 kW. Si la température monte au-delà de 2°C le compresseur devra tourner en mode on-off. Le rendement isentrope maximal devrait se situer autour des 80%.

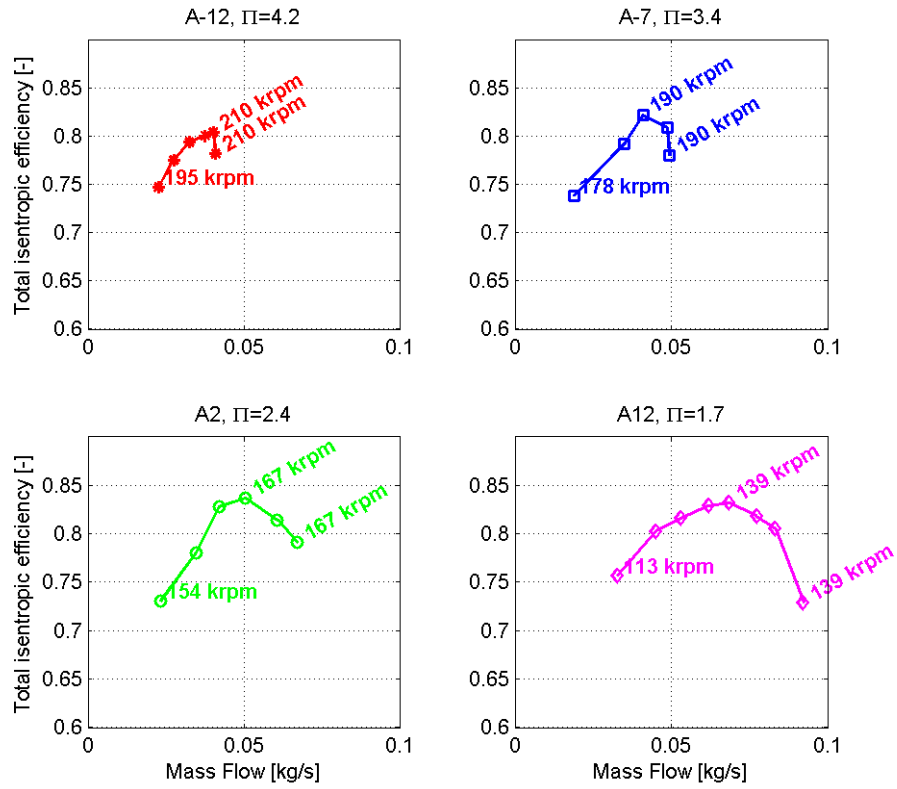


Figure 18: Le champ du compresseur final et les rendements isentropes tels que prédits par la simulation 3D

2.5.3 Calcul de contraintes mécaniques

Pour faciliter les calculs de contraintes ainsi que pour faciliter le transfert de données pour l'usinage il a été décidé de transférer la géométrie des aubes vers un logiciel de DAO. Pour effectuer cela les surfaces délimitant un canal ont été importées dans le logiciel de DAO (Catia V5). Les calculs par éléments finis ont été effectués par le logiciel Ansys. Les deux figures 19 & 20 indiquent les contraintes von Mises sur la roue 3D déformée ainsi que sur une coupe méridionale. La contrainte maximale à 250'000 t/min est de 110 MPa et se trouve au bord d'attaque de la demi-aube. Cette contrainte est très concentrée permettant d'envisager l'utilisation d'un alliage d'aluminium, facilitant ainsi l'usinage par rapport à une roue en titane.

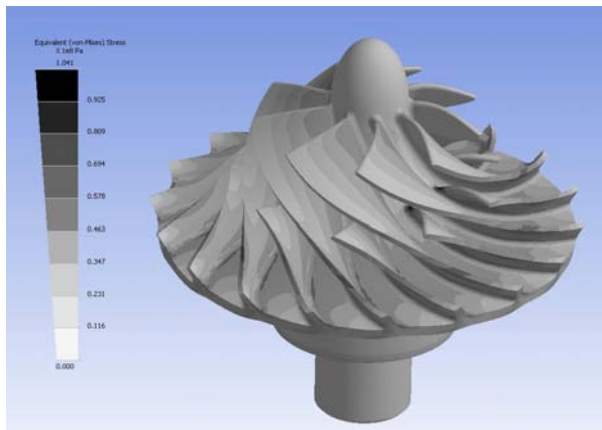


Figure 19: Contrainte de von Mises de la roue de compresseur à 250'000 t/min

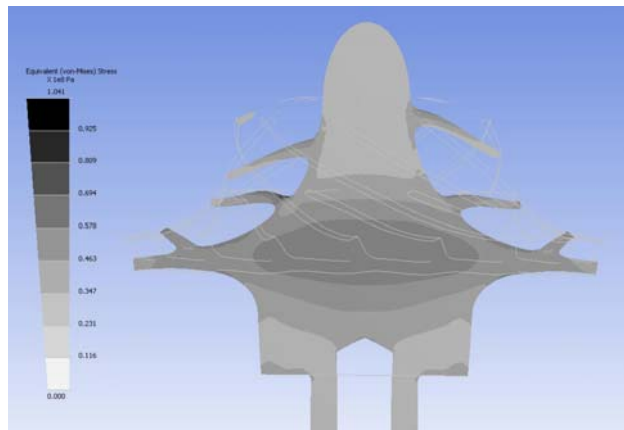


Figure 20: Coupe méridionale à travers la roue de compresseur indiquant les contraintes von Mises à 250'000 t/min à l'intérieur de la roue

Il est intéressant de noter le mode de déformation de la roue de compresseur sous la force centrifuge : lorsque le diamètre extérieur se déforme vers l'extérieur les aubes subissent une flexion vers l'axe de rotation. La déformation des aubes est en fait telle que le jeu d'entre aube augmente et on ne court donc pas le risque d'un contact. La déformation radiale sur le diamètre extérieur est de 4 microns à 250'000 t/min. La figure 21 présente la déformation globale de la roue :

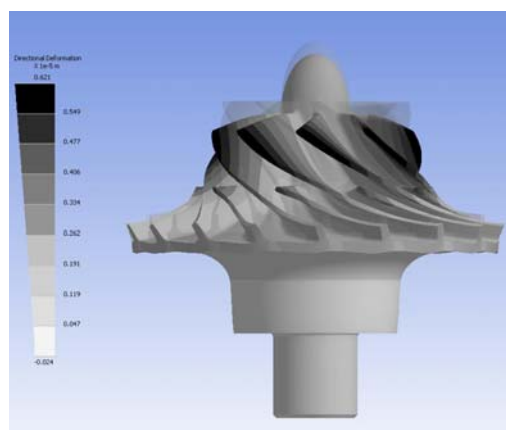


Figure 21: La déformation globale de la roue de compresseur à 250'000 t/min

2.5.4 Calcul dynamique

Les trois figures ci-dessous (22-24) représentent les premiers modes critiques des aubes de la roue de compresseur. La table 5 indique les fréquences correspondantes. Les figures ne représentent qu'un segment de la roue de compresseur contenant une aube principale et une demi- aube. Les fréquences critiques sont bien au-delà de toute fréquence excitatrice ; il n'y a pas d'aubes directrices en entrée ni de diffuseur à aubes en sortie pouvant exciter les aubes. Pour cela toute la fourchette de vitesses de rotation entre 0 et 250'000 t/min est ouverte sans restrictions.



Figure 22: La première vitesse critique à 41 kHz



Figure 23: La deuxième vitesse critique à 72 kHz



Figure 24: La quatrième vitesse critique à 100 kHz

	Fréquence [kHz]	Mode
1	40.7	1 ^{ère} aube principale
2	71.7	2 ^{ème} aube principale
3	82.1	1 ^{ère} petite aube
4	100	3 ^{ème} aube principale
5	125.5	4 ^{ème} aube principale
6	133.1	5 ^{ème} aube principale

Table 5: Résumé des fréquences propres et leur mode

2.5.5 Usinage de la roue de compresseur

La roue de compresseur a été usinée par un atelier spécialisé dans l'usinage de surfaces complexes. L'enveloppe de la roue a d'abord été tournée sur un tour à commande numérique et les canaux ensuite fraisés dans le plein. La fraiseuse pour usiner les canaux est une machine à 5 axes avec une broche pouvant atteindre 30'000 t/min. Pour l'ébauche une fraise en bout de 1 mm de diamètre a été utilisée. La finition a été effectuée avec une fraise de 0.5 mm de diamètre. La figure 25 ci-dessous montre la roue de compresseur prête à l'utilisation:

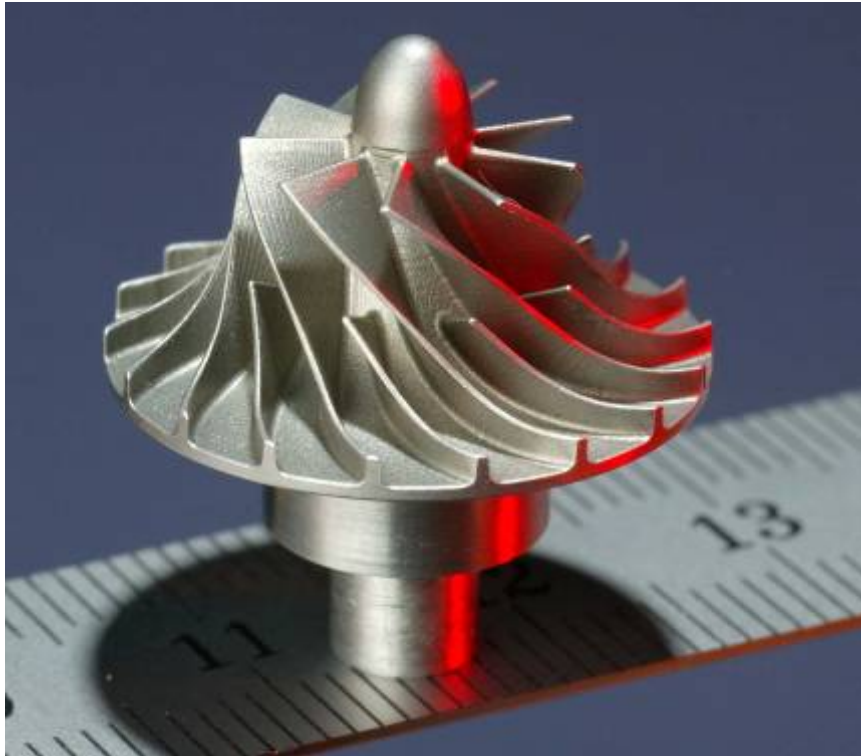


Figure 25: Photo de la roue de compresseur usinée sur une règle pour la comparaison de taille

3 Le stand d'essai

3.1 Le design du stand d'essai

Le but du stand d'essai est de pouvoir mesurer la performance du turbocompresseur sur toute sa plage de fonctionnement. Pour cela il doit être possible de fixer la pression de refoulement à 5.5 bara et de pouvoir régler le niveau de pression d'entrée entre 1.4 et 3.5 bara ainsi que la température à l'entrée du compresseur. L'unité de compression aura besoin d'un refroidissement du moteur électrique ainsi que d'une alimentation de fluide frigorigène sous forme vapeur pour garantir une ambiance propre pour les paliers ainsi que pour le refroidissement du rotor. Le stand d'essai va opérer en boucle fermée. Il a été décidé de concevoir un stand de test vapeur, c'est-à-dire que le compresseur aspire de la vapeur légèrement surchauffée dans un échangeur, le comprime à la pression réglée, la vapeur est par la suite détendue à travers une vanne réglable et ensuite désurchauffée partiellement dans l'échangeur. La figure 26 ci-dessous représente le schéma fonctionnel du stand d'essai ainsi les prises de mesures.

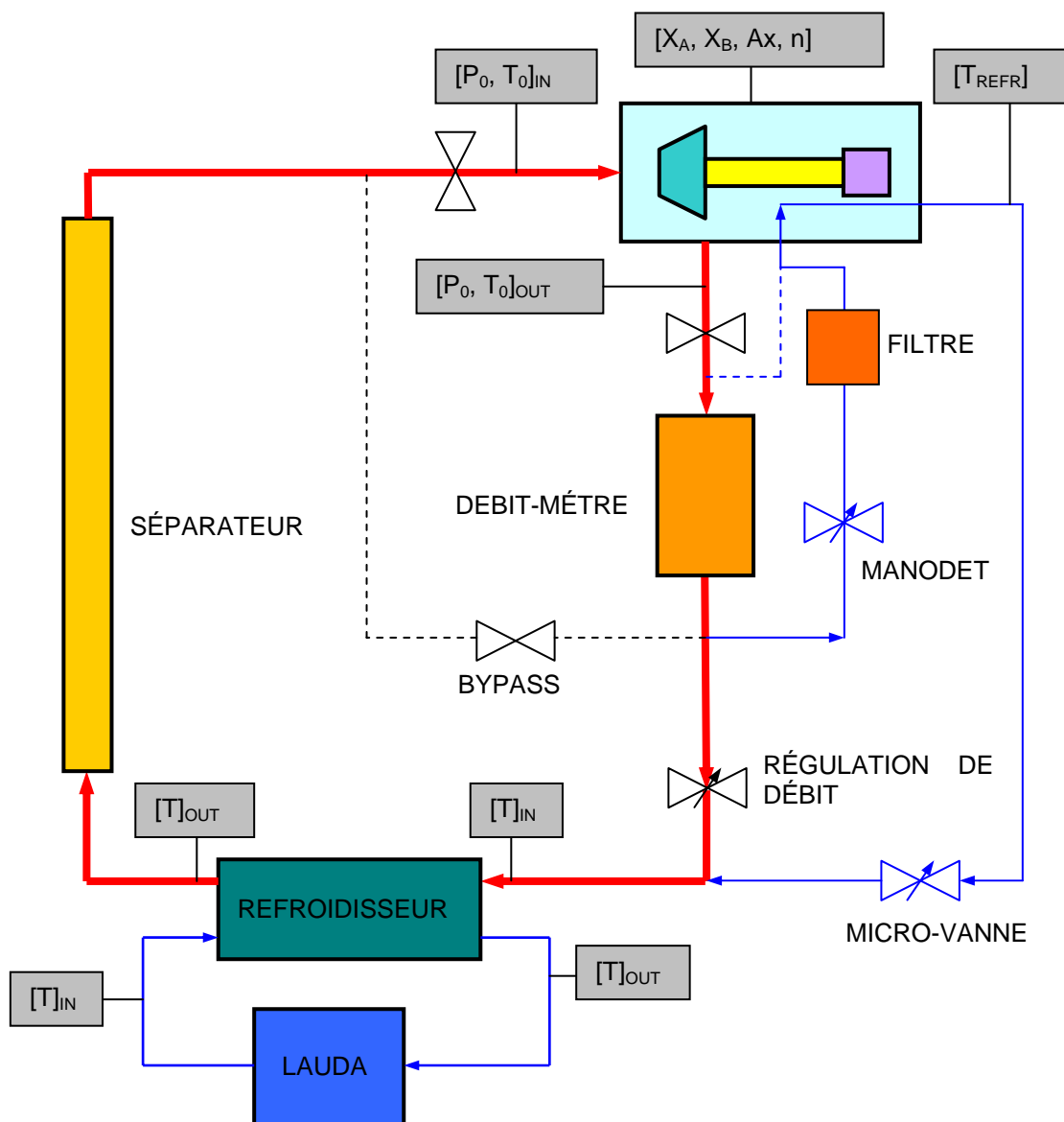


Figure 26: Schéma fonctionnel du stand d'essai

Le circuit principal comprend donc l'unité de compression, le débitmètre, la vanne de détente, le refroidisseur et le séparateur. La tâche de ce dernier est d'assurer que des gouttes de liquide et des petits débris ne sont aspirés par le compresseur. L'échangeur de chaleur dégage l'énergie chaleur du compresseur à travers une unité de refroidissement de type lauda. Dans le refroidisseur le fluide frigorigène sera en partie sous forme liquide afin de donner une meilleure stabilité à la pression d'aspiration régulée par la température du lauda. La température d'aspiration sera réglée par le débit de la pompe du lauda. Pour faciliter l'entretien l'unité de compression peut être isolée par deux vannes à boule.

Le circuit de refroidissement moteur comprend un manodétendeur pour réguler la pression dans l'enceinte des paliers, un filtre pour éviter une contamination des paliers et une micro vanne permettant de réguler le débit de refroidissement.

La figure 27 représente le cycle principal du stand d'essai dans le cas de trois points de fonctionnement dans le diagramme lnP-h :

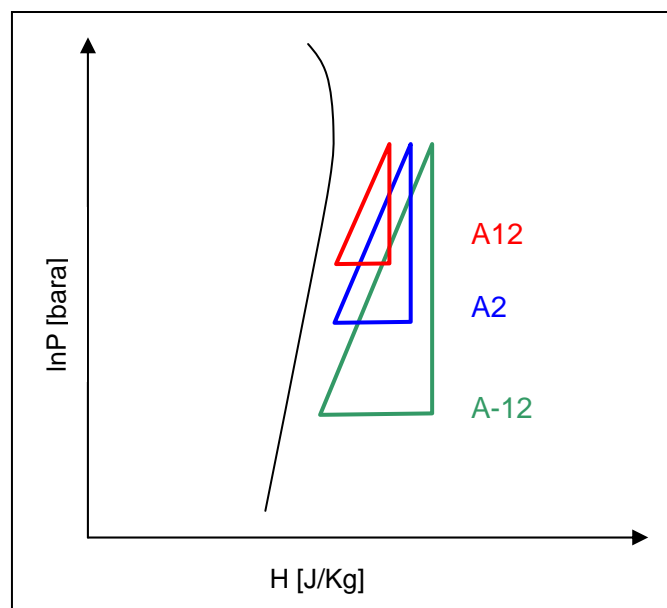


Figure 27: le cycle principal dans le diagramme lnP-h

3.2 L'instrumentation & l'acquisition de mesures

La table 6 ci-dessous résume toutes les mesures effectuées sur le stand d'essai :

#	Mesure	Plage	Capteur
1	Pression d'entrée compresseur	0-5 bara	Kistler 4043A5
2	Pression de sortie compresseur	0-10 bara	Kistler 4043A10
3	Pression ambiance paliers	0-10 bara	Kistler 4043A10
4	Température d'entrée compresseur	-20 – 20°C	Thermocouple Type K
5	Température de sortie compresseur	20 – 80°C	Thermocouple Type K
6	Température d'entrée refroidisseur	30 – 45°C	Thermocouple Type K
7	Température de sortie refroidisseur	-20 – 20°C	Thermocouple Type K
8	Température d'entrée lauda	-25 – 10°C	Thermocouple Type K
9	Température de sortie lauda	-25 – 10°C	Thermocouple Type K
10	Température de refr. moteur	20 – 80°C	Thermocouple Type K
11	Température de stator de moteur	20 – 80°C	Thermocouple Type K
12	Capteur de distance radiale A	0 – 10 μm	Capteur capacitif
13	Capteur de distance radiale B	0 – 10 μm	Capteur capacitif
14	Capteur de distance axiale	0 – 50 μm	Capteur à courant de Foucault
15	Capteur de vitesse de rotation		Capteur à courant de Foucault
16	Mesure de débit	0 – 0.1 Kgs^{-1}	Vögltin Instruments, Type D-6270-HAB-DD-S-P-99-S

Table 6: Mesures effectuées sur le stand d'essai

L'acquisition des mesures est effectuée à l'aide de deux cartes d'acquisition National Instruments. La première carte (6071E) permet une acquisition haute vitesse permettant une fréquence d'échantillonnage de 100 kHz par canal. Cette carte permet donc l'acquisition des canaux de mesure de vitesse et de distance, des pressions et du débit masse. La deuxième carte (6024E) est une carte moins performante que la première et est utilisée pour l'acquisition des températures.

La gestion de l'acquisition est effectuée avec un VI créé à ce propos sur Labview. L'acquisition des deux cartes est synchronisée dans le temps et chaque canal est représenté par un vecteur de mesures qui seront traitées par la suite. Une analyse FFT (Fast Fourier Transformation) est effectuée sur les canaux de position de l'arbre du rotor du compresseur. La décomposition des signaux de position dans leur spectre de fréquence permettra de contrôler la stabilité des paliers lors du fonctionnement. Pour les autres canaux, on effectue une moyenne qui est affichée dans le VI. Toutes les mesures sont systématiquement sauvegardées dans un fichier de mesure.

Le VI a été prévu pour commander la vitesse de rotation, l'ouverture de la vanne pour réguler la pression de sortie du compresseur, la température du lauda et le débit de la pompe. Dans un premier temps, seulement la commande de la vitesse de rotation et de l'ouverture de la vanne seront actifs tandis que les deux autres commandes se feront de manière manuelle, pour faciliter la régulation.

4 Test

4.1 Equilibrage & Montage

Le but de l'équilibrage de l'arbre est de réduire les forces radiales et donc de permettre des vitesses de rotation élevées sans que les déplacements dans les paliers dépassent un seuil critique pouvant mener à une défaillance. Ces forces radiales proviennent du fait que le centre de gravité massique ne coïncide pas avec le centre de rotation géométrique. Cela peut être provoqué par des inhomogénéités de la matière (surtout de la céramique de l'arbre, aimants) et au fait que le rotor est composé de plusieurs éléments dont la précision du positionnement entre eux est limitée par les tolérances d'usinage. En équilibrant le rotor on ramène le centre massique au centre géométrique. Cela se fait en enlevant des masses aux bons endroits.

Normalement de tels rotors sont équilibrés sur deux plans, c'est à dire on définit deux plans perpendiculaires à l'axe de rotation sur lesquels on peut agir pour améliorer l'équilibrage, soit enlever de petites éléments de masse. Cette procédure peut amener à des forces internes au rotor très importantes dans le cas où la source du déséquilibre n'est pas proche des deux plans. Ces forces internes peuvent déformer les éléments du rotor sollicités et altérer la qualité de l'équilibrage. Pour éviter ce cas nous avons décidé de procéder à un équilibrage pièce par pièce.

Les paliers utilisés dans ce projet sont des paliers dynamiques, c'est à dire que le rotor doit atteindre une certaine vitesse de rotation avant qu'il décolle. Avant le décollage les deux parties des paliers frottent et dans le pire des cas peuvent créer des débris. Si le déséquilibre initial est très grand la vitesse de rotation de décollage va être autant plus grande. Pour éviter cette impasse nous avons procédé à un pré-équilibrage sur un système de palier pressurisé tout en gardant la procédure d'équilibrage de pièce par pièce. Nous avons donc d'abord équilibré la pièce centrale du rotor et par la suite nous avons monté la roue de compresseur et équilibré le nouvel ensemble et ainsi de suite pour terminer avec le rotor complet pré-équilibré. Le rotor est par la suite démonté et re-assemblé dans l'unité de compression, où le niveau de pré-équilibrage permettra de tourner assez rapidement pour pouvoir atteindre le niveau d'équilibrage final dans quelques itérations.

La figure 28 montre le système pressurisé avec le rotor à équilibrer. Tout le système est posé sur une mousse. Les deux capteurs verticaux mesurent le déplacement du système palier posé sur la mousse créant ainsi un accéléromètre très sensible.

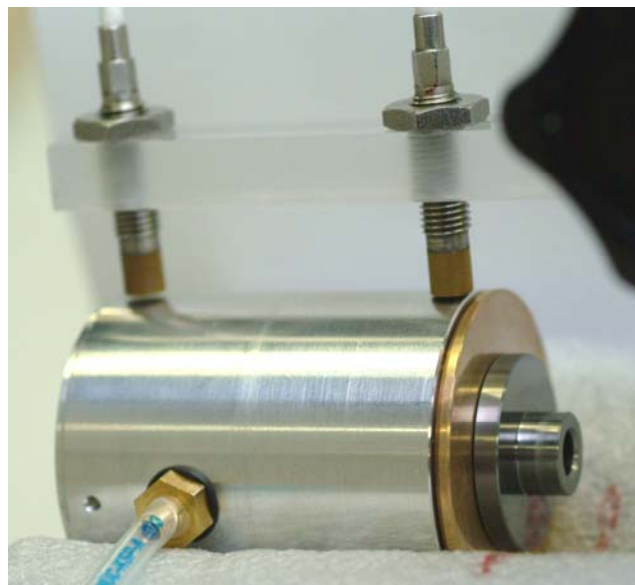


Figure 28: Stand de pré-équilibrage avec le système palier pressurisé et le rotor à équilibrer

Lors du montage du rotor dans l'unité de compression, c'est à dire sur les paliers dynamiques il a été observé que l'interaction entre les aimants permanents et le stator du moteur électrique mène à des forces radiales atteignant environ 3 fois le poids propre. Cette force est due à un mauvais alignement radial entre le rotor et le stator. Un calcul a montré que de telles forces représentent un désalignement radial de 50 μm . La vitesse de rotation pour permettre le décollement du rotor se situe autour de 20'000 t/min. Lors de ce premier montage il a été décidé de tester d'abord le moteur avec la frette en inconel.

4.2 Premier démarrage

Pour dégrossir des éventuels problèmes et pour faciliter la régulation de paramètres au niveau asservissement moteur, le drive développé dans le cadre d'un travail de diplôme au laboratoire d'électronique industrielle (LEI) a été testé sur un moteur similaire sur roulement à billes jusqu'à une vitesse de 90'000 t/min. Le drive en question travaille en boucle ouverte, c'est-à-dire que la position des pôles du rotor par rapport au champ tournant n'est pas mesurée

Lors des premiers démarrages des réglages ultérieurs ont été effectués. Le couple de démarrage étant relativement élevé causé par la force radiale magnétique, une tension d'alimentation plus importante a dû être appliquée pour effectuer le démarrage du rotor. Bien que le démarrage ait pu être résolu le moteur décroche toujours autour de 20'000 – 24'000 t/min, à la vitesse où le rotor devrait décoller. Des mesures de résistance ohmique entre le rotor en rotation et le carter ont démontré que le rotor n'avait toujours pas décollé à 20'000 t/min. L'hypothèse d'un décrochage dû au saut de couple lors du décollement semblait la plus probable. Pour cela il a été décidé d'augmenter la rampe d'accélération afin de maintenir le couple sur le moteur même après le décollement. Lors de la première rampe ayant passé la vitesse de 24'000 t/min sans décrochement, le rotor accélère conformément à la rampe jusqu'à environ 40'000 t/min dans le temps de moins de 1 seconde où il s'arrête brusquement : la bague de palier radial proche du moteur s'est cassée. La figure 29 montre la bague détruite.



Figure 29: La bague détruite

4.3 Stand d'essai moteur et paliers

Pour trouver une explication possible de cette casse il a été décidé de séparer le fonctionnement du moteur de celui des paliers. Pour cela trois stands séparés ont été construits : Deux stands d'essai équivalents pour tester le fonctionnement des deux moteurs électriques et des deux drives et un stand pour tester le système palier à gaz.

Les deux premiers stands permettront de tester le moteur électrique sur roulement à billes jusqu'à une vitesse de 45'000 t/min. Un entraînement par roue de Pelton permettra d'entraîner le rotor et donc de mesurer le champ induit dans le stator ainsi que d'appliquer un couple de freinage pour simuler le saut de couple dû au décollement des paliers à gaz. La figure 30 en bas représente les pièces avant le montage. Sur la partie de droite on voit le moteur électrique avec le rotor et son stator, au milieu le système de roulement à billes et sur la gauche la roue Pelton :



Figure 30: Le stand d'essais sur roulement à billes pour contrôler le fonctionnement du moteur électrique

Le troisième stand permettra de tester le fonctionnement des paliers à gaz. Il utilise le même ensemble paliers que l'unité de compression ainsi que d'une petite roue de Pelton pour permettre l'entraînement du rotor. En plus de tester le fonctionnement des paliers le stand permettra de prendre des mesures de référence au niveau de déplacement radial et axial en fonctionnement réel. Pour monter ce stand, la même procédure d'équilibrage pièce par pièce a été appliquée comme décrite ci-dessus. La figure 31 ci-dessous représente le stand de test des paliers à gaz et les pièces avant le montage. Sur la droite on peut apercevoir la petite roue de Pelton à la place du moteur électrique :



Figure 31: Le stand d'essai pour tester le fonctionnement des paliers à gaz

4.4 Calibrage des capteurs de position

Un calibrage dynamique des capteurs capacitifs destinés à mesurer les déplacements du rotor a également été effectué afin de s'assurer de leur bon fonctionnement. Pour cela un interféromètre différentiel au Laser (Polytech) ainsi qu'un pot vibrant (Labworks Inc. ET-139) ont été utilisés.

Ce calibrage a permis de démontrer que les capteurs à disposition n'étaient pas adaptés aux besoins. Effectivement ils ont présenté une fréquence propre autour de 3kHz, une plage d'utilisation entre 0-1 kHz et une résolution insuffisante pour obtenir des mesures pertinentes dans le cas actuel.

Les résultats de ce calibrage nous ont poussés à l'achat d'un nouveau système de capteurs capacitifs (Lion Precision). Ces capteurs sont calibrés dynamiquement d'usine.

4.5 Essais avec le module Pelton

Les essais avec le banc de test Pelton nous ont permis de tester le bon fonctionnement des paliers ainsi que la procédure d'équilibrage. La figure 32 ci-dessous indique les déplacements radiaux mesurés directement sur l'arbre en rotation. Le but de ces essais a été de démontrer le bon fonctionnement du système d'acquisition, de valider la procédure d'équilibrage de l'arbre et de démontrer le bon fonctionnement des paliers. Les essais ont été arrêtés à 150'000 t/min parce qu'ils ont été testés à l'air, même s'ils ont été dessinés pour fonctionner au R134a à une pression de 5.5 bara. Il a été calculé qu'en tournant à l'air ambiant le rotor deviendrait instable à partir d'une vitesse de rotation de 180'000 t/min.

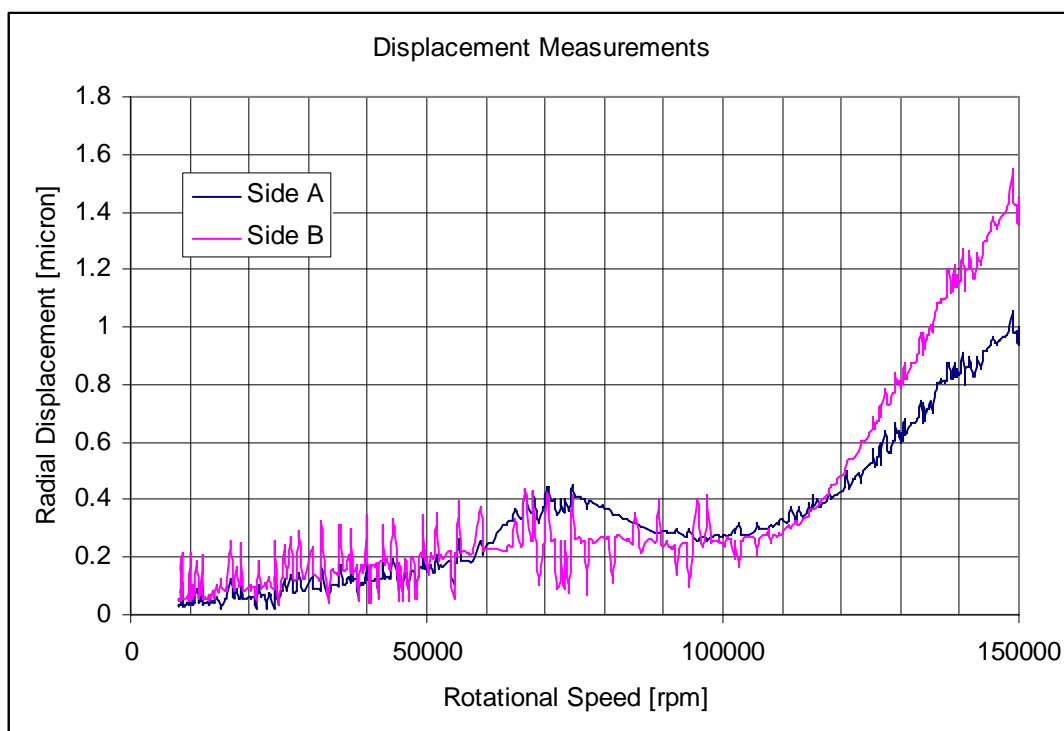


Figure 32: Les déplacements radiaux mesurés sur l'arbre en rotation

Ces essais nous ont donc convaincu du design des paliers, du rotor en général et ont permis de valider la chaîne d'acquisition avec les nouveaux capteurs capacitifs.

4.6 Essais avec le module Moteur

Le module moteur nous a permis de valider le bon fonctionnement des deux moteurs entraînés par le drive du sous-traitant anglais. Le drive fourni permet d'asservir les deux moteurs en vitesse par une modulation PWM et un contrôle en courant. Le drive est du type "sensorless".

4.7 Essais de paliers à gaz entraînés par moteur électrique

Après avoir pu valider le bon fonctionnement des paliers ainsi que des moteurs et du drive, il a été décidé de passer aux essais avec les paliers à gaz entraînés par moteur électrique. Au premier abord il a été décidé de poursuivre les essais avec le moteur anglais caractérisé extérieurement par sa frette en inconel.

Plusieurs essais avec ce moteur ont toujours conduit à un crash de l'arbre. A chaque fois l'essai a dû être arrêté autour de 40'000 t/min, l'écrou de tension axiale s'étant dévissé menant à la perte. Aussi les capteurs ont permis de démontrer le rotor sur palier à gaz ne décollait pas correctement. L'hypothèse d'un mauvais alignement entre le stator et le rotor du moteur électrique a pu être écartée par une mesure de force radiale à l'arrêt qui a été par la suite validée par une analyse par éléments finis: La force résultante d'un mauvais alignement provenant des tolérances de montage ne suffit pas pour éviter le décollement des paliers même à très basse vitesse. Un entraînement à l'air du même rotor avant de passer au test avec le moteur électrique a permis de démontrer le bon fonctionnement des paliers et de s'assurer de la qualité de l'équilibrage.

Par la suite, il a été décidé de refaire les mêmes essais avec le moteur de Prof. Wavre (avec la frette en fibres de carbone). Avant d'entraîner le rotor avec le moteur électrique, le rotor a été entraîné avec une roue Pelton pour s'assurer que l'équilibrage correspond aux besoins. Le résultat de l'entraînement avec le moteur était étonnant puisque le rotor avait déjà décollé à partir d'une vitesse de rotation de 5000 t/min sans aucun problème. Des essais ont démontré que le rotor pouvait facilement atteindre de vitesses au delà des 40'000 t/min. La seule explication possible de la différence entre les deux moteurs est que le moteur anglais génère des forces radiales trop importantes lorsqu'il est alimenté, empêchant le décollement des paliers. Puisque le stand d'essai moteur utilise des roulements à billes cet aspect n'avait pas pu être dévoilé auparavant!

Le test avec le moteur de Prof. Wavre a été poursuivi jusqu'à une vitesse de 105'000 t/min où le rotor s'est arrêté soudainement en soudant les paliers avec la contrepartie statique. La raison de ce crash s'explique par le fait que le moteur avait été soumis à plusieurs montages et démontages. Ce faisant le serrage entre le rotor du moteur et l'arbre c'est transformé en jeu. A haute vitesse, les forces internes centrifuges ont vaincu le frottement sec et ont déplacé le rotor par rapport à l'arbre menant détruisant l'équilibrage et ainsi créant des forces radiales trop importantes.

La figure 33 ci dessous montre les déplacements d'un canal pour le test précurseur où l'arbre entier est entraîné avec la roue Pelton (courbe lila s'arrêtant à 70'000 t/min) et pour le test où l'arbre est entraîné avec le moteur électrique (courbe bleue s'arrêtant à 104'000 t/min). Il est intéressant d'observer que les deux courbes se rejoignent autour de 70'000 t/min. A basse vitesse les déplacements du même rotor sont nettement plus élevés suggérant la présence d'une force radiale tournante d'amplitude assez faible pour avoir permis au rotor de décoller à basse vitesse.

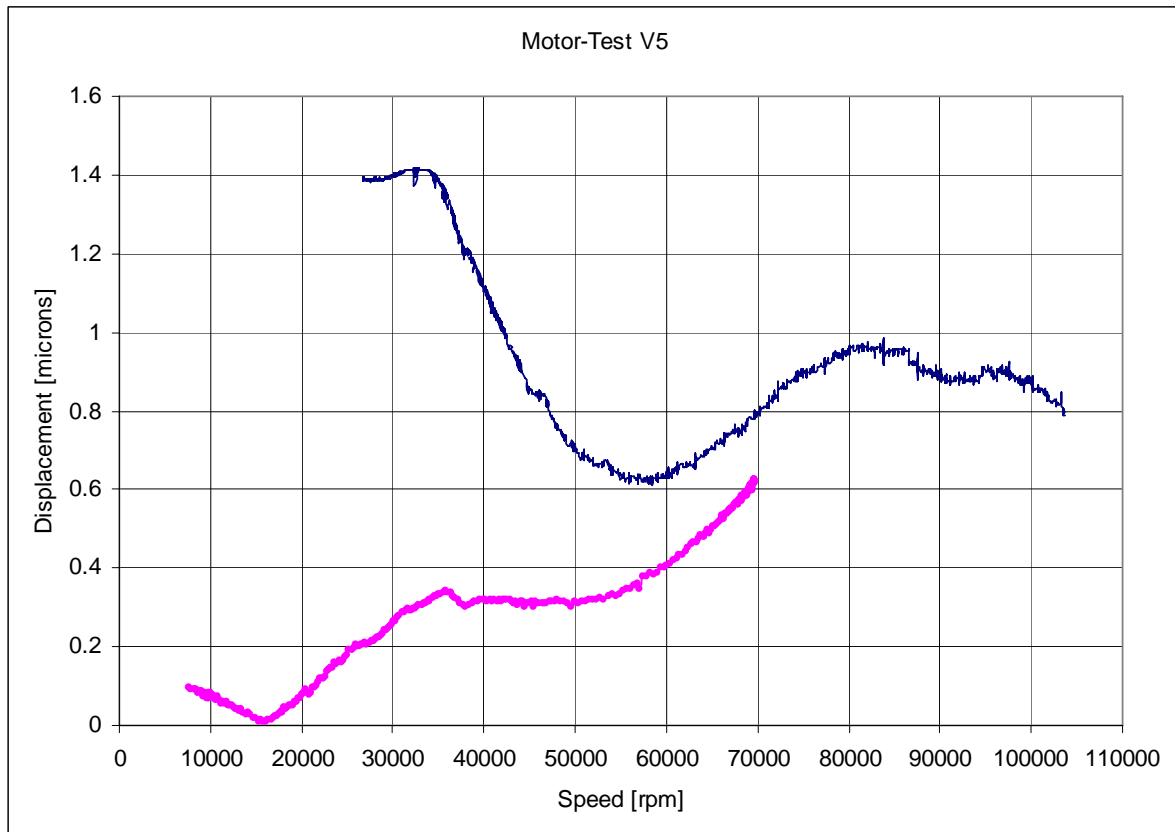


Figure 33: Les déplacements radiaux pour le même rotor une fois entraîné à l'air (lila) et une fois entraîné avec le moteur électrique (bleue)

4.8 La suite des essais

Malheureusement la casse de la bague de palier lors des premiers essais et la casse de palier au dernier essai avec le moteur nous ont positionnés dans la situation où nous n'avions plus de système paliers pour continuer les essais.

5 Conclusion

Un système de compression sans huile pour des applications dans la réfrigération a été conçu dans le cadre de ce projet. Il s'agit d'un compresseur radial mono-étagé sur palier à gaz entraîné par un moteur électrique. Tous les composants (paliers, compresseur, moteur, drive) ont été conçus, fabriqués et assemblés. Un stand d'essai en boucle fermé pour la mesure de performance du compresseur a été mis en place.

Les essais menés jusqu'à présent nous ont permis de valider le design des paliers ainsi que celui du rotor. Des stands d'essais ont été conçus pour valider les unités de paliers ainsi que les entraînements. Ces stands ont en outre permis d'optimiser le système d'acquisition. Un calibrage dynamique a dévoilé une défaillance des capteurs existants qui ont par la suite été remplacés par un système de mesure adéquate. Des difficultés ont été rencontrées lors de l'intégration du moteur électrique: des forces radiales générées par le bobinage lors de la mise sous tension du moteur anglais n'ayant pas permis le décollement de l'arbre. Seulement le deuxième moteur a permis un bon fonctionnement. Malheureusement une perte soudaine de l'équilibrage à plus de 100000 tpm a mené à la perte de la dernière unité de palier.

Faute de nouvelles unités de palier, les essais n'ont jusqu'à présent pas encore pu continuer. Tous les efforts sont mis en place pour convaincre un partenaire industriel pour supporter la suite du projet pour pouvoir au moins arriver à un stade où l'on peut commencer à mesurer la caractéristique du compresseur et par la suite optimiser son design.

6 Références

- [1] Compresseur Radial pour Pompe à Chaleur biétagée, Phase , Etude de faisabilité, J. Schiffmann, A. Molyneaux, D. Favrat, F. Maréchal, M. Zehnder, J. Godat, Bundesamt für Energie 2002.
- [2] Theroretical Design of a High Speed Low power Radial Turbocompressor, J. Schiffmann, D. Favrat, 6th European Turbomachinery Conference 2005, Lille (F).
- [3] Theroretical Design of a High Speed Oil Free Radial Compressor for Domestic Heat Pumps, J. Schiffmann, D. Favrat, A. Molyneaux, IEA Conference on Heat Pumps 2005, LasVegas.
- [4] Radialverdichter für Wärmepumpen mit R134a, J. Schiffmann, 12. Tagung des Forschungsprogramms, Wärme- Kraft-Koppelung, Kälte des Bundesamts für Energie Wärmepumpentagung Burgdorf 2005.