



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

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

Office fédéral de l'énergie OFEN

**Rapport final** – 29 octobre 2009

---

## **Projet HTScroll**

Nouveau système de cogénération à turbine  
spirale haute température

---

**Mandant:**

Office fédéral de l'énergie OFEN  
Programme de recherche Pompes à chaleur, CCF, froid  
CH-3003 Berne  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

**Cofinancement:**

Axpo Naturstromfonds  
Axpo Vertrieb AG  
CH-8003 Zürich

**Mandataire:**

ENEFTECH Innovation SA, LENI-EPFL  
PSE-B EPFL  
CH-1015 Lausanne  
[www.eneftech.com](http://www.eneftech.com)

**Auteurs:**

Dr. Malick KANE, ENEFTECH Innovation SA, [malick.kane@eneftech.com](mailto:malick.kane@eneftech.com)

**Co-auteurs:**

Danilo CRETEGNY, ENEFTECH Innovation SA, [danilo.cretegny@eneftech.com](mailto:danilo.cretegny@eneftech.com)  
Prof. Daniel FAVRAT, EPFL, [daniel.favrat@epfl.ch](mailto:daniel.favrat@epfl.ch)  
Jérôme MAQUET, ENEFTECH Innovation SA, [jerome.maquet@eneftech.com](mailto:jerome.maquet@eneftech.com)

**Responsable de domaine de l'OFEN:** Andreas Eckmanns  
**Chef de programme de l'OFEN:** Thomas Kopp  
**Numéro du contrat et du projet de l'OFEN:** 152196 / 101609

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

## Résumé

La cogénération permet de satisfaire les besoins en énergie avec une utilisation plus efficace des combustibles réduisant ainsi les émissions polluantes et les gaz à effet de serre. Le projet propose une alternative de système de micro-cogénération basée sur l'utilisation de turbines Scroll qui produisent de l'électricité à partir de source de chaleur à relativement basse température (inférieur à 250°C), permettant donc d'exploiter les ressources d'énergies renouvelables telles que la biomasse, le solaire ou la géothermie. Un tel système permet la production économique de courant vert et peut fournir également des prestations de chaleur de l'ordre de 60°C, remplissant ainsi les besoins en chauffage et/ou en eau chaude sanitaire.

Un nouveau concept de turbine scroll à double étage de détente (HP et BP) et à haute température (HT-Scroll) a été développé et validé dans le cadre de ce projet. La modélisation, le dimensionnement et la construction d'une unité de 5 kWe ont été menés avec succès. La pression maximale admissible en design est de 25 bars correspondant aux pressions de saturations des fluides sélectionnés pour une température à l'entrée maximale de 250°C (température de design). Le choix des matériaux et le confinement des fluides ont permis d'offrir la possibilité d'utiliser différents fluides de travail (eau, réfrigérant synthétiques, réfrigérants naturels). La construction de machine est hermétique, c'est-à-dire sans joint d'arbre entre l'air extérieur et le fluide de travail. Un système de positionnement des volutes «compliant» est développé pour réduire les fuites internes. La construction est modulaire entre les étages HP et BP, ce qui implique que la machine peut fonctionner avec un seul étage de turbine (turbine en mode mono-étagé) ou avec les deux étages à la fois (turbine en mode bi-étagé). Le générateur développé est du type synchrone à aimants permanents pouvant travailler à vitesse variable jusqu'à 6000 tr/min. L'unité scroll a été testé à l'air jusqu'à une température de 190°C pendant plusieurs heures sans détérioration ou serrage des composants. L'élévation de cette température d'entrée jusqu'à 250°C est possible si l'on utilise des composants appropriés au niveau du band d'essai (tenu en température des vannes). Un rendement global de l'ordre de 60% est obtenu pour la turbine HP testée en mode mono-étagé dans une plage de puissance électrique située entre 0.5 et 2.5 kW. Ce rendement est satisfaisant pour cette gamme de puissances et surtout pour les conditions de fonctionnement à l'air avec des rapports pression limités (de l'ordre de 5.0 à 6.4). Au niveau du module bi-étagée, les essais ont apporté une grande satisfaction opérationnelle au niveau du concept (comportement au démarrage, couplage au réseau électrique).

Les premiers résultats obtenus par un fonctionnement en charge partielle (pression d'entrée maximale de 15 bars) ont montré des performances de rendement de l'ordre de 30%. Un rendement supérieur à 60% pourrait donc être atteint pour un fonctionnement nominal à plus grand rapport de pression (e.g. à 25 bars). Ces résultats sont fortement sensibles aux conditions du régime de vitesse, du rapport de pression et surtout de la concentration d'huile dans les volutes de turbine.

## Collaboration et remerciements

Eneftch Innovations SA collabore activement avec l'EPFL par le biais du Laboratoire d'Energétique Industrielle (LENI) et également avec d'autres sociétés de la région lausannoise pour la réalisation de ce projet. Nous remercions l'OFEN, Axpo AG (Axpo Naturstrom fonds) et le SELT (Service de l'Economie, du Logement et du Tourisme - Canton de Vaud) pour leurs contributions financières pour ce projet.

## Summary

Decentralized cogeneration systems are associated with high efficiencies of energy conversion and low emission rates. This project proposes an alternative for micro-cogeneration based on a scroll expander to produce electricity from relatively low temperature heat sources (less than 250°C) allowing the use of renewable energy sources like biomass, thermal solar and geothermal. Such a system could produce cost effective green electricity as well as heat recovery (near 60°C) for space heating and domestic hot-water. In the framework of this project, a new concept of double-stage (HP for high pressure and LP for low pressure) and high temperature (HT-Scroll) scroll expander has been designed and validated. Design, modelling and construction of a 5kW unit have been carried out. The maximum allowing pressure is 25 bars corresponding to a saturated pressure of several fluids selected for maximum inlet temperature of 250°C. As well, the choice of materials and sealing requirements was made in order to use different type of working fluids (e.g. water, natural or synthesized refrigerants). The construction is hermetic e.g. without any axial seals between the working fluid and the external ambient. A compliant positioning system is developed in order to reduce internal leakages and pressure losses. The construction is modular with different expander stages (HP and LP) and offers the possibility to work with only one expander stage or both. The developed generator is a synchronous machinery with permanent magnets working at various speeds up to 6000 rpm. The scroll unit has been tested with ambient air up to 190°C during many hours without spoiling or tightening of components. The increase of the inlet temperature to 250°C is also possible if the components of the test bench are upgraded, for instance with high temperature valves. A global efficiency of about 60% is obtained for the HP turbine tested in mono-stage configuration for a power range between 0.5 and 2.5kW. This efficiency is satisfactory for this power range considering moreover the use of ambient air as working fluid and with limited pressure ratio (between 5 and 6.4). For the double-stage module, tests are very satisfying on the feasibility and operative part of the concept (commissioning behaviour, power grid connection). The first results obtained at partial load (maximum input pressure of 15 bars) show an efficiency in the order of 30%. A better efficiency, greater than 60%, could be reached at nominal conditions with higher pressure ratio (i.e. 25 bars). These results are highly dependent on turbine speed, pressure ratio and especially on the oil concentration inside the turbine scrolls.

# Table des Matières

<b>RESUME</b>	<b>3</b>
<b>COLLABORATION ET REMERCIEMENTS</b>	<b>3</b>
<b>SUMMARY</b>	<b>4</b>
<b>TABLE DES MATIERES</b>	<b>5</b>
<b>1. INTRODUCTION</b>	<b>FEHLER! TEXTMARKE NICHT DEFINIERT.</b>
1.1 BUT DU PROJET DE MICRO-COGENERATION	6
1.2 APERÇU HISTORIQUE	6
1.3 OBJECTIF DE L'ETUDE	6
1.4 CONTEXTES POLITIQUES ET INSTITUTIONNELS	7
<b>2. CYCLE DE RANKINE A FLUIDE ORGANIQUE (ORC)</b>	<b>7</b>
2.1 CONCEPT DE TURBINE HT-SCROLL CONSIDERE POUR CE PROJET	8
2.2 FLUIDES DE TRAVAIL CONSIDERES POUR LE DEVELOPPEMENT HT-SCROLL	9
2.3 FLUIDE DE TRAVAIL RETENU POUR LES ESSAIS EN LABORATOIRE	10
<b>3. MODELISATION ET DIMENSIONNEMENT DE LA TURBINE</b>	<b>11</b>
3.1 DIMENSIONNEMENT DES VOLUTES	11
3.2 DIMENSIONNEMENT DES COMPOSANTS MECANIQUES	13
3.3 DIMENSIONNEMENT DU GENERATEUR	14
<b>4. FABRICATION ET ASSEMBLAGE</b>	<b>16</b>
4.1 ITERATION D'OPTIMISATION	16
4.2 DOSSIER DE FABRICATION ET CONSTRUCTION	16
4.3 MATERIELS – CONTROLE ET MONTAGE DE SOUS-ASSEMBLAGES	16
4.4 EQUILIBRAGE DES PARTIES MOBILES	17
4.5 REVETEMENT DES VOLUTES	18
4.6 ASSEMBLAGE COMPLET DES MODULES	18
<b>5. TESTS DE DESIGN ET DE FONCTIONNEMENT MECANIQUE</b>	<b>19</b>
5.1 TESTS DE PRESSION ET D'ETANCHEITE	19
5.2 TESTS DE FONCTIONNEMENT MECANIQUE A L'AIR COMPRI ME	19
5.3 TESTS DU GENERATEUR ET DE L'ELECTRONIQUE	20
<b>6. TESTS DE PERFORMANCE - PRODUCTION ELECTRICITE</b>	<b>21</b>
6.1 INSTALLATION DE BANC D'ESSAI	21
6.2 RESULTATS EN MODE MONO-ETAGE	25
6.3 RESULTATS EN MODE BI-ETAGE	34
<b>7. ÉVALUATION DU PROJET ET PERSPECTIVES POUR LA SUITE</b>	<b>37</b>
7.1 TRAVAIL ACCOMPLI ET RESULTATS	37
7.2 PROBLEMES RENCONTRES	39
7.3 LES PROCHAINES ETAPES	40
<b>8. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</b>	<b>41</b>

# 1. Introduction

## 1.1 But du projet de micro-cogénération

La cogénération (production combinée d'électricité et de chaleur) permet de satisfaire les besoins en énergie avec une utilisation plus efficace des combustibles réduisant ainsi les émissions polluantes et les gaz à effet de serre.

La société Eneftech Innovation SA, en collaboration avec l'EPFL-LENI, propose une nouvelle alternative de concept pour la micro-cogénération (1-30 kWe), basée sur l'utilisation de turbines spirales (Scroll) fonctionnant au sein d'un mini-cycle de Rankine. Le système peut être utilisé pour produire de l'électricité à partir de source de chaleur à température relativement basse (inférieure à 250°C), permettant donc d'exploiter les ressources d'énergies renouvelables telles que la biomasse, le solaire ou la géothermie. Un tel système permet la production économique de courant vert et peut fournir également des prestations de chaleur de l'ordre de 60°C, remplissant ainsi les besoins en chauffage et/ou en eau chaude sanitaire.

Le but de ce projet est d'étudier la faisabilité technique d'une nouvelle turbine Scroll à double étage de détente et à haute température (Concept HT-Scroll) spécialement conçue et développée pour des applications de micro-cogénération.

## 1.2 Aperçu historique

Les turbines Scroll considérées jusqu'ici sont basées sur la conversion d'unités de compresseurs Scroll hermétiques qui sont fabriquées en grandes quantités pour des applications telles que la réfrigération et la ventilation. La faisabilité de fonctionnement de ces turbines Scroll (dérivées de compresseurs) avait été démontrée avec succès dans le cadre des travaux précédents, avec utilisation de systèmes à cycle organique de Rankine (Organic Rankine Cycle, ORC) : Projet SPS (Solar Power System) et Projet Nant-de-Châtillon (production d'électricité par ORC à partir des rejets de chaleur du site de méthanisation de Châtillon à Genève). Les résultats de ces projets, en partie financés par l'OFEN, sont disponibles dans des rapports et articles de publication donnés en bibliographie [1], [2], [3] et [4].

Toutefois, et en tenant compte de leur domaine d'application en réfrigération, ces unités de turbine standards (dérivées de compresseurs) sont limitées en température de fonctionnement (de l'ordre maximum inférieur à 140°C) et ne seront donc pas applicables pour la micro-cogénération.

## 1.3 Objectif de l'étude

L'objectif pour ce projet est de démontrer la faisabilité technique d'un nouveau concept de petite turbine spirale (Scroll) à double étage de détente (i.e. haut rapport de volume installé), capable de fonctionner dans un cycle ORC (Organic Rankine Cycle) avec des sources de températures relativement plus hautes (entre 150-250°C) et ceci pour des applications de micro-cogénération.

L'étude de faisabilité doit permettre d'une part de valider les concepts opérationnels, technologiques et techniques de la turbine Scroll bi-étagé et d'autre part de quantifier ses performances. Une unité prototype de 5 kWe sera entièrement développée.

Le travail consiste à déterminer la configuration du système optimal avec un dimensionnement détaillé des composants, construire et réaliser le prototype en tenant compte de tous les aspects de contrôle, commande et régulation, développer un protocole d'évaluation expérimental des performances du système et conduire les tests en laboratoire pour quantifier les performances de la turbine.

#### **1.4 Contextes politiques et institutionnels**

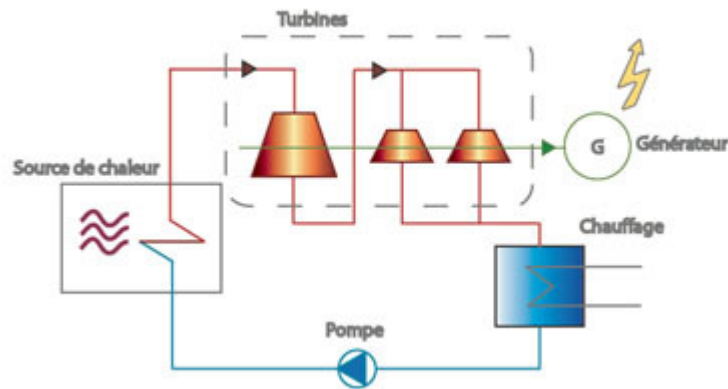
L'étude proposée dans ce projet est une première phase d'un grand effort de développer ultérieurement des unités commerciales, productrices d'électricité, et dimensionnées également pour des applications industrielles (capacité jusqu'à l'ordre de 30kWe).

Elle s'accorde bien aux mesures d'efficacité énergétique et au programme de développement des énergies renouvelables, comme le souhaite l'office fédéral de l'énergie dans son Programme de Suisse Energie, car l'approche proposée ouvre la possibilité de contribuer à des petits systèmes de cogénération pouvant valoriser les sources d'énergie renouvelable (telles que la biomasse, le solaire thermique ou des sources géothermiques), mais également des perspectives en matière de valorisation de rejets d'énergie thermique (procédé industriel, récupération de chaleur sur les gaz d'échappement d'une unité existante : micro-turbine à gaz, moteur à gaz ou diesel).

Ce projet se place aujourd'hui dans un contexte politique très favorable. Le soutien politique et financier au développement de projets aux énergies renouvelables a été récemment redéfini dans le cadre de la nouvelle loi fédérale sur l'énergie (LEne). De même, l'adhésion au protocole de Kyoto met une pression très forte sur le développement de solutions sans apport de CO<sub>2</sub> ou pour le moins neutre à cet égard.

## **2. Cycle de Rankine à fluide organique (ORC)**

La génération d'électricité à partir de sources thermiques à basse température est possible grâce à l'utilisation de fluides organiques (réfrigérants) qui alimentent des turbines selon le même principe que le fameux cycle à vapeur, d'où le nom de cycle ORC «Organic Rankine Cycle». Ces réfrigérants permettent en effet une exploitation plus efficace de la chaleur à basse température (en dessous de 250°C), pour les applications de petites puissances (de l'ordre de quelques kW à quelques MW). La Figure 2-1 suivante montre un exemple de ce système comprenant un évaporateur, une série de turbines, un condenseur et une pompe.



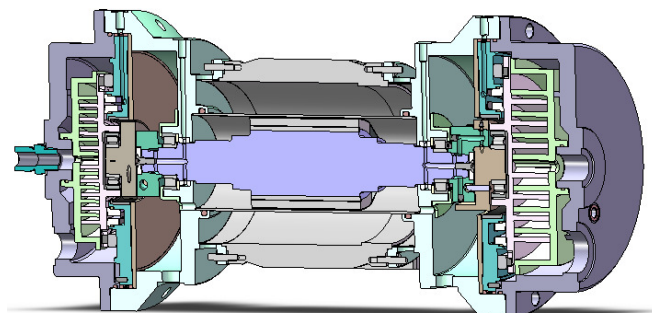
**Figure 2-1 : Schéma de fonctionnement d'un système ORC simplifié**

De la vapeur haute pression d'un fluide (réfrigérant) est générée dans l'évaporateur chauffé par une source thermique (par exemple la chaleur solaire ou les rejets thermiques d'un moteur à combustion). Cette vapeur de réfrigérant est détendue dans la turbine, générant de l'électricité par l'intermédiaire d'un alternateur électrique. Ensuite, la vapeur à la sortie de la turbine est condensée dans le condenseur en utilisant comme fluide de refroidissement de l'eau de chauffage. Le liquide organique (réfrigérant) obtenu au condenseur est finalement pompé à l'évaporateur pour compléter le cycle.

Dans le but d'améliorer les performances du cycle, différentes solutions technologiques de préchauffage du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur peuvent être utilisées en fonction des caractéristiques du fluide de travail. Par exemple pour un cycle avec régénération, la vapeur basse pression issue de la turbine pourra être utilisée dans un échangeur-régénérateur pour préchauffer le fluide organique avant son entrée à l'évaporateur, ce qui permet d'améliorer de manière significative l'efficacité du cycle.

## 2.1 Concept de turbine HT-Scroll considéré pour ce projet

Dans la première phase du projet, la topologie de la machine et les dimensions des composants sont identifiés. La Figure 2-2 montre le concept de turbine HT-Scroll considéré pour le projet.



**Figure 2-2 : Concept de turbine HT-Scroll**

Il s'agit d'un système de turbines à deux étages HP et BP, avec un générateur synchrone avec aimants permanents dans le rotor. Ce système permet de travailler à vitesse élevée (6000t/min) tout comme à une vitesse standard de 3000 t/min.



Une lubrification à l'huile est choisie, en laissant une possibilité de développement pour de la lubrification à sec (choix de type de revêtement) pour une phase future du produit. Ceci afin de ne pas introduire une complexité trop élevée au projet.

Le système doit pouvoir travailler dans un Cycle Organique de Rankine fonctionnant avec différent type de fluide (réfrigérant synthétiques, réfrigérants naturels et en particulier de l'eau).

L'évaluation des déformations thermiques et mécaniques dues aux différences de température et respectivement de pression sont effectués afin d'orienter le choix des matériaux sur la base de critères de performance. Les principales déformations sont de type thermique et diverses solutions sont envisagées pour les réduire ou les maîtriser. Le positionnement axial et radial des scroll est effectué par un système de rattrapage des jeux « compliant », présentant l'avantage d'annuler les jeux en un point, mais occasionnant des frottements entre pièces mobiles.

## **2.2 Fluides de travail considérés pour le développement HT-Scroll**

Plusieurs types de fluides de travail sont considérés pour être détendus dans la machine bi-étagée. Des critères de performance, de toxicité, d'impact sur l'environnement et d'inflammabilité sont considérés dans les choix de fluide. Le niveau élevé de température (entre 150 et 250 °C) élimine rapidement de nombreux fluides réfrigérants.

### **Les fluides organiques naturels considérés**

Les fluides organiques naturels considérés sont le pentane et ses dérivés tels que l'iso-pentane et le cyclopentane. Ce sont des molécules trouvées dans la nature, ne contenant que des atomes de carbone et d'hydrogène.

Ces fluides naturels présentent de très bonnes caractéristiques, si ce n'est leur inflammabilité qui nécessiterait des précautions importantes. Leur utilisation comme fluide de travail dans les systèmes ORC entraîne, pour des raisons de sécurité, des contraintes techniques souvent plus complexes que les réfrigérants fluorés, mais ont globalement un impact environnemental absolu plus réduit par rapport à ces derniers.

Ces fluides ne posent pas de problèmes, là où une installation en extérieur est possible, voire même souhaitée.

### **Les fluides organiques d'hydrocarbures fluorés (HFC)**

Les HFC, comme par exemple le R245fa, sont des molécules composées d'hydrogène, de fluor et de carbone, développés ces dernières années pour remplacer les Chloro-Fluoro-Carbone (CFC), ou leurs substituts (les HCFC).

Les HFC ne sont en général ni classés inflammables ni considérés appauvrissant la couche d'ozone stratosphérique. Ils ne sont actuellement pas couverts d'interdiction mais de nouvelles instructions ou règlements relatifs à certains gaz à effet de serre fluorés (Base européenne, Août 2003, Base suisse Osubst - Juillet 2004) limitent leur cadre d'utilisation.

Des mélanges binaires de fluides HFCs (ou de fluides naturels avec HFC) permettent d'adapter les propriétés physiques de ces fluides à des besoins spécifiques (température d'application par exemple supérieure à 200 °C).

## **L'eau comme fluide de travail (H<sub>2</sub>O)**

Les particularités d'un fluide organique par rapport à l'eau sont un faible volume massique et en général une pente positive à la courbe de vapeur saturante, simplifiant ainsi le dimensionnement des turbines. Un bon rendement à basse température est assuré par la régénération possible des vapeurs à basse pression.

En revanche, la vapeur en tant que fluide de travail est très intéressante par rapport à ses caractéristiques pour l'environnement et surtout lorsqu'on désire une température de chauffage (en cogénération) un peu plus élevée, de 70 à 80 °C, utilisable pour l'eau chaude sanitaire, alors que l'utilisation de fluides organiques limite les températures de sortie entre 40 et 60 °C. De plus, la pompe de circulation est de type standard, et consomme moins d'énergie en raison du faible débit nécessaire. Par contre, pour des questions de simplification, le développement de la machine bi-étagé est effectué avec le choix d'une lubrification des volutes et des paliers de turbine. L'installation à vapeur doit donc comporter un système de gestion d'huile de lubrification relativement complexe, y compris un séparateur et une pompe d'huile supplémentaire.

### **2.3 Fluide de travail retenu pour les essais en laboratoire**

Comme déjà mentionné plus haut en paragraphe 2.1, un choix approprié des matériaux de la turbine et d'un système de confinement des fluides nous offrent la possibilité d'utiliser différents fluides de travail (exemple : eau, réfrigérants synthétiques, réfrigérants naturels, mélanges binaires azéotropes). Ceci peut se révéler concluant dans le futur pour un niveau d'échelle commerciale sur les systèmes ORCs.

Pour les tests de performances de la turbine en laboratoire, il avait été prévu dès le départ d'utiliser de l'eau comme fluide de travail.

Malheureusement les travaux de préparation sur banc d'essai, utilisant l'eau comme fluide de travail, ont montré à quel point il était difficile d'obtenir des conditions de fonctionnement stables et robustes lorsque de l'eau est utilisée en combinaison avec de l'huile pour la lubrification des turbines. Le choix de l'huile est par ailleurs très restreint. Les conditions de séparation de l'huile et de l'eau ne sont pas constantes et ne permettent pas une bonne séparation; d'autre part la migration de l'eau dans l'huile, ou de l'huile dans l'eau, nécessite la mise en place de mécanisme de rééquilibrage des quantités d'eau et d'huile.

Ainsi pour aboutir aux objectifs principaux du projet, à savoir tester une turbine Scroll à haute température et haut rapport de pression, de l'air chaud est finalement utilisé pour ces mesures de performance en laboratoire en réutilisant une partie des composants du banc d'essai à vapeur d'eau. Un autre rapport inclut tous les travaux réalisés dans le cadre de ce projet pour l'installation à vapeur.

### 3. Modélisation et dimensionnement de la turbine

#### 3.1 Dimensionnement des volutes

##### 3.1.1 Définition de la géométrie des volutes

La géométrie d'une volute de scroll est déterminée à partir des paramètres suivants [5]:

- |   |                                   |           |
|---|-----------------------------------|-----------|
| - | Cylindrée                         | $V_s$     |
| - | Rapport de volume installé        | $VR_i$    |
| - | Elancement de volute              | $H_v/T$   |
| - | Rapport d'encombrement pour outil | $H_v/R_o$ |

Un outil de calcul est programmé pour déterminer à partir de ces données les paramètres géométriques (diamètre extérieur des volutes, rayon de giration), ainsi que les caractéristiques opératoires (forces, fuites internes).

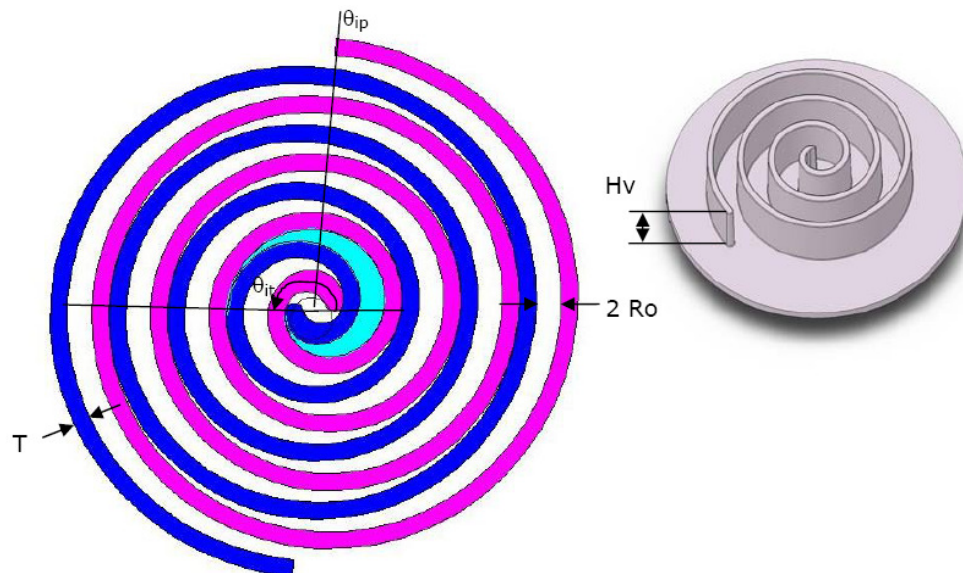
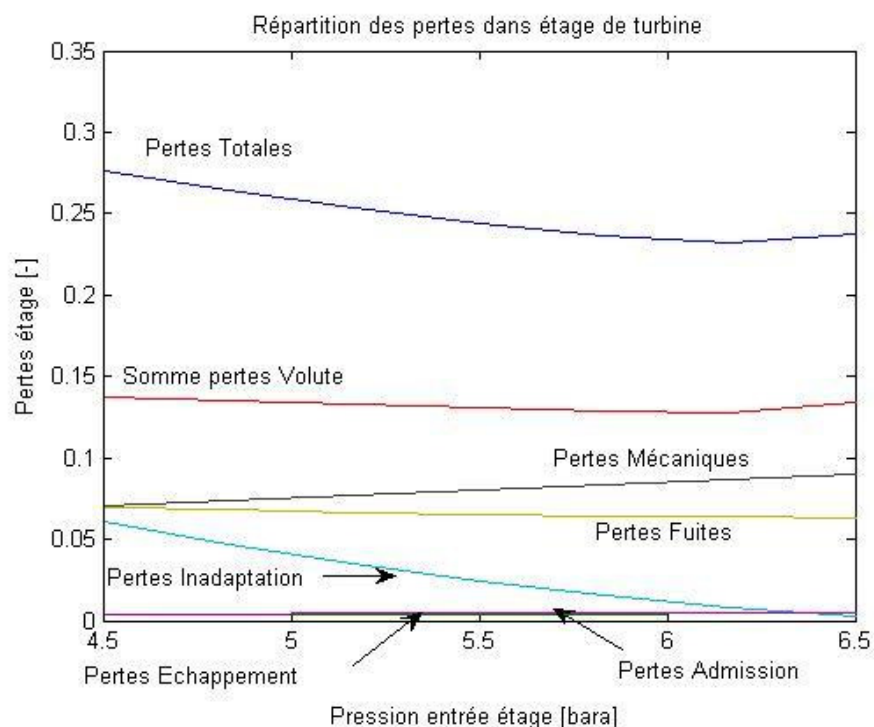


Figure 3-1 : Paramètres géométriques d'une volute de scroll

##### 3.1.2 Modélisation des performances des étages

Une modélisation des pertes est effectuée en fonction des paramètres opératoires (vitesse, pression, température) et géométriques. Les pertes par fuite, par inadaptation et par frottements ont été particulièrement considérées et ont fait l'objet de développements spécifiques à notre application [6], [8]. A titre d'exemple sont illustrés dans la figure 9 les différentes pertes d'un étage pour une configuration de la turbine HP, et leur évolution en fonction de la pression d'entrée.



**Figure 3-2 : Evolution des pertes relatives de l'étage HP en fonction de la pression d'entrée**

### 3.1.3 Détermination de la géométrie des étages

L'évaluation des performances de la machine en conditions nominales permet de déterminer les cylindrées et rapport de volume installés qui donnent les performances souhaitées (5kW) tout en indiquant le rendement calculé de la machine. Les paramètres géométriques sont sélectionnés d'après ces considérations, de même que d'après des critères d'encombrement et de longévité du palier orbitant. Ces critères ont fait converger la solution retenue vers les valeurs suivantes :

	HP	BP
Rapport de volume installé (VRi) [-]	4.2	3.0
Cylindrée (Vs) [cm3]	9	45
Diamètre extérieur [mm]	Env. 125	Env. 150

**Tableau 3-1 : Grandeurs principales des étages de turbine**

### 3.1.4 Matériaux utilisés pour les volutes

Plusieurs matériaux ont été considérés pour les volutes. Parmi tous les critères considérés, les plus importants ont été la masse (qui détermine la durée de vie du palier orbitant) et l'aptitude à réduire les déformations thermiques [7]. A côté de l'acier, de l'invar et de la céramique, un alliage d'aluminium pour piston de moteur à

combustion a été finalement choisi. Après quelques investigations, la disponibilité d'un tel alliage à prix intéressant n'était pas possible en petite quantité ; une coulée de 6700 kg aurait été nécessaire. Finalement un compromis avec un alliage de moindre qualité en ce qui concerne les dilatations thermiques, mais plus stable quant à la corrosion a été choisi.

## 3.2 Dimensionnement des composants mécaniques

### 3.2.1 Palier orbitant

Le palier orbitant a été choisi sur des critères de longévité, d'encombrement et de fonctionnalité de montage et guidage. Un modèle de longévité basé sur des paramètres de lubrification, de contraintes limites et de charge critique est utilisé. Avec l'hypothèse d'une lubrification avec de l'huile à une viscosité de 8 cSt, les roulements sont choisis pour atteindre une longévité de 40'000 heures à charges nominale. Ce critère est restrictif mais justifiable pour une application dans la micro-cogénération. Le palier orbitant choisi pour la HP est un palier à rouleaux de 20 x 52 x 15 mm qui montre une durée de vie entre 19'000 et 56'000 heures, selon la méthode de calcul. Le palier orbitant choisi pour la BP est un palier à rouleaux de 30 x 62 x 16 mm qui montre une durée de vie entre 18'000 et 51'000 heures, selon la méthode de calcul. La méthode de calcul qui donne les durées de vie plus élevées multiplie la durée de vie par un facteur, si la contrainte est en dessous de la limite de fatigue. L'autre méthode est plus conservatrice. Les deux méthodes sont proposées de manière standard par le fournisseur de roulement SKF. La solution proposée est tout à fait convenable pour notre application, étant données les inconnues restantes.

### 3.2.2 Le palier axial

Un certain nombre d'itérations ont été effectuées sur le type de palier axial en considérant des questions de performance, d'aptitude à démarrer la machine (frottement au démarrage) de nombre de pièces et de coûts de la matière première. L'une des options était d'avoir un palier axial à aiguilles du côté de la volute orbitante et un piston compensateur du côté de la volute fixe. Pour des raisons de nombre de pièces (coûts), et de dimensions du palier axial, le choix s'est porté sur un palier axial avec glissement sur la volute orbitante, un matériau autolubrifiant et une surface de volute traitée pour réduire le coefficient de frottement.

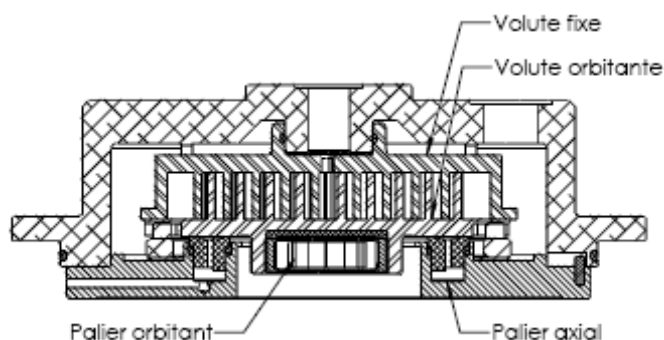


Figure 3-3 : illustre les composants mécaniques d'un module de scroll

### 3.3 Dimensionnement du générateur

#### 3.3.1 Rotor et stator

Le générateur électrique a été le sujet de plusieurs variantes de développement.

Une première variante prévoyait de noyer le rotor et le stator dans les vapeurs du fluide réfrigérant. Plusieurs entreprises ont répondu à notre demande de fournir un stator qui peut supporter des températures élevées et le contact avec de la vapeur d'eau. Cependant pour garder l'étanchéité du fluide réfrigérant tout en permettant de refroidir le générateur pour un fonctionnement avec réfrigérant, un tube hermétique entre le stator et le rotor est choisi, ce qui convergeait vers une configuration originellement prévue. Ce tube serait en acier inox de faible épaisseur. En plus du stator et rotor, nous avons dimensionné le carter de générateur et le système de maintien du stator. Cette solution est représentée dans la Figure 3-4. Les coûts de fabrication d'un tel générateur (sans les étages de turbine) sont relativement élevés (de l'ordre de 12'500 CHF).

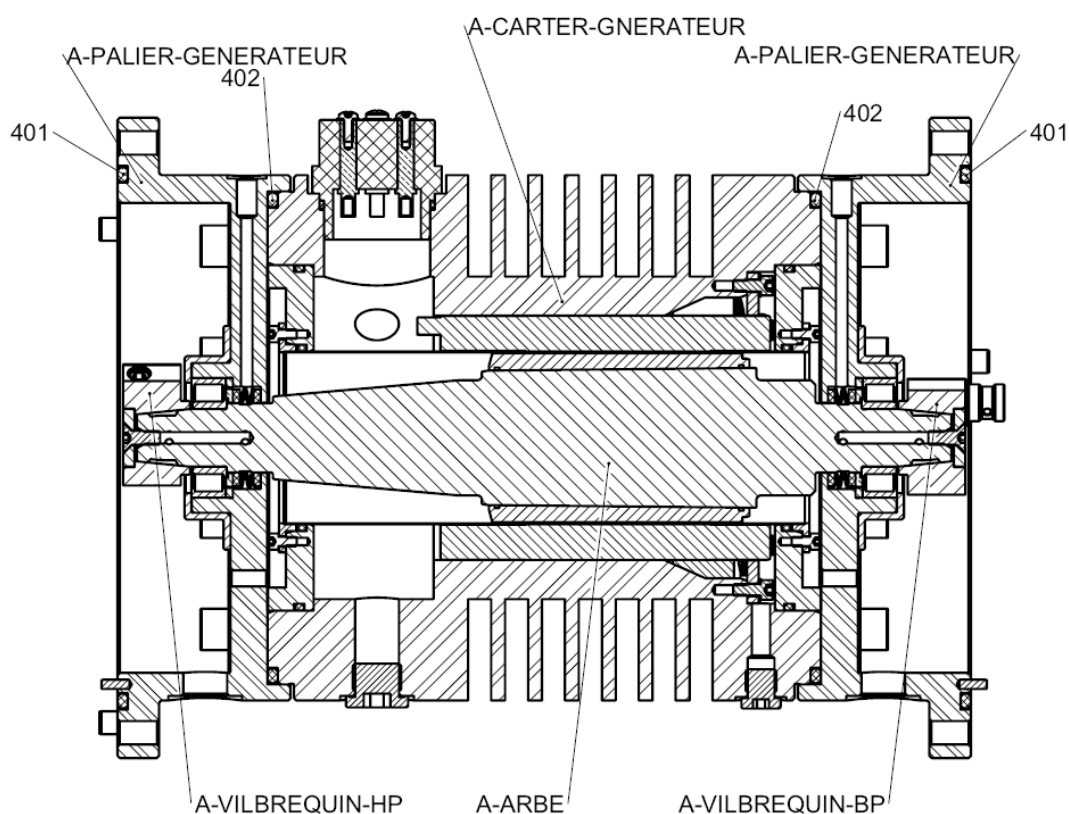
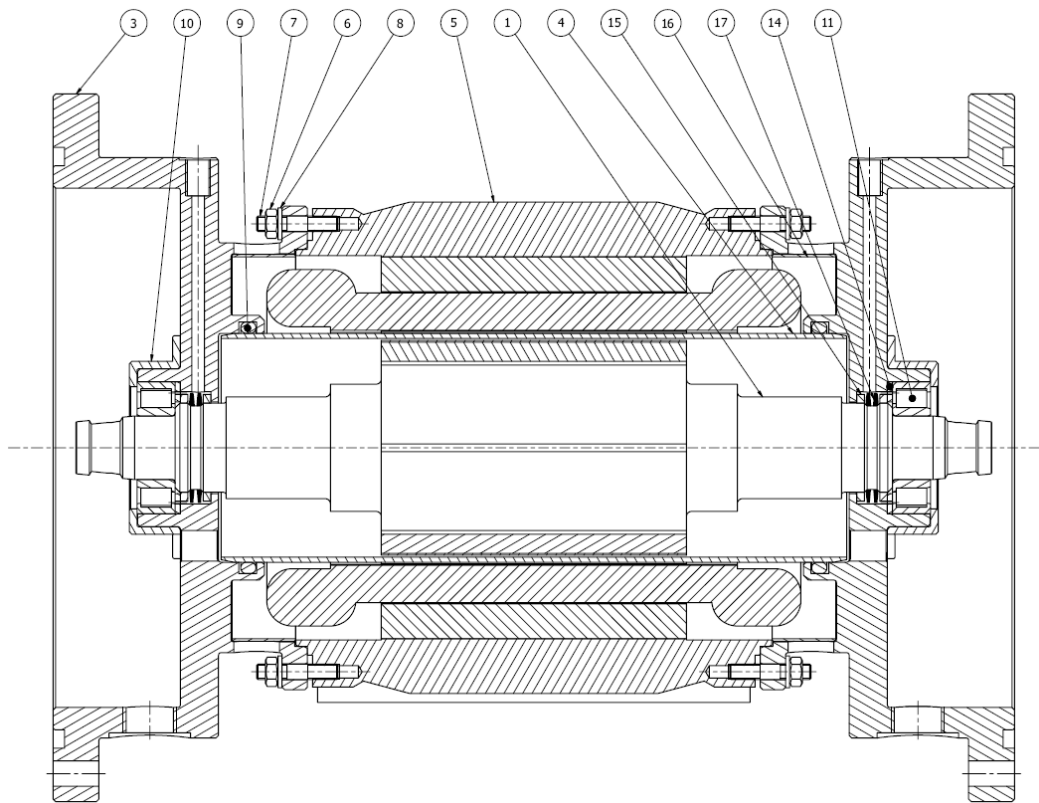


Figure 3-4 : Générateur utilisant les rotors et stators de E&A

Par la suite, et après plusieurs itérations sur le projet, une variante basée sur des composants standards du marché a été choisie, tout en intégrant un tube entre le rotor et le stator, mais en une matière non conductrice, i.e. sans pertes par courants de Foucault. Le nombre de pièces est sensiblement réduit par rapport à la version précédente et le coût est aussi inférieur (7'500CHF). Cette solution est représentée à la Figure 3-5.

Pour des raisons de coût, de simplicité et de possibilité d'amélioration du refroidissement, la deuxième version a été commandée.



**Figure 3-5 : Dessin en coupe du générateur utilisant un carter standard du marché.**

### 3.3.2 Mesure de la vitesse de rotation

Plusieurs points ont été étudiés pour obtenir un signal proportionnel à la vitesse de rotation de la turbine. Un capteur à effet Hall ainsi qu'une roue dentée sont initialement prévus dans l'enceinte noyée du générateur. Par la suite, alors que l'enceinte noyée se réduisait au seul rotor, d'autres capteurs ou décodeurs sont recherchés sur le marché pour obtenir un signal sur la vitesse de rotation, voire aussi sur le positionnement du rotor. En effet, pour ce dernier, une électronique de conversion basée sur la technologie standard « 4 cadrans » ou « back-to-back » des moteurs synchrones nécessiterait la position exacte du rotor afin de maximiser la récupération d'énergie. Parallèlement, une électronique simple est développée en interne pour traiter le signal du capteur sans avoir besoin de passer par une carte de conversion fréquence/tension onéreuse. Finalement, le spécialiste des micro-turbines nous a proposé une carte de conversion du signal sortant du stator en une tension proportionnelle à la vitesse de rotation. Cette solution a ensuite été confirmée par une entreprise spécialisée dans l'électronique de petite puissance pour la micro cogénération. Ainsi, aucun capteur de vitesse ou de position n'est nécessaire. Il y a donc un gain de place et de coût.

### 3.3.3 Gestion électronique de la vitesse de rotation

La machine a besoin d'un système électronique pour gérer la charge de freinage de la turbine et y associer un régulateur permettant de spécifier une consigne de vitesse de rotation. Après avoir consulté différentes solutions du marché, une entreprise spécialisée dans l'électronique de petite puissance est mandatée pour adapter un de leur système électronique à notre application. Une spécification est décrite et une offre

pour dimensionnement, fourniture et tests de leur système est reçue. Ce travail est ainsi soumis à des ressources externes.

## **4. Fabrication et assemblage**

### **4.1 Itération d'optimisation**

Après avoir dessiné une version fonctionnelle de la machine sur système CAD, des modifications sont apportées aux composants (CAD) afin d'améliorer les performances, les coûts, l'encombrement, le poids et les opérations de montage et démontage. Pour ce faire, les paramètres susceptibles de réduire les pertes (fuites internes, pertes thermiques, frottement) sont revus. Le nombre de pièces fabriquées, les tolérances de fabrication, le nombre de pièces standard et la disponibilité de la technologie sont évalués et modifiés afin de réduire les coûts de fabrication.

A ce stade de développement, il n'est pas justifiable d'utiliser des procédés de grande série tels que moules ou estampage, mais de façon générale, le design des composants est choisi de telle manière à pouvoir être appliqué dans le cadre d'une production en série, sans avoir à modifier la fonctionnalité du composant. L'outil de CAD 3D est aussi utilisé pour vérifier les opérations de montage et démontage de la machine. Une vue éclatée d'un étage haute pression est représenté à la **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden..**

### **4.2 Dossier de fabrication et construction**

Les dessins de détails des pièces et les dessins d'assemblage constituent le dossier de fabrication de la machine à partir duquel différentes entreprises de la région ont été contactées pour réaliser les pièces selon leur spécialité. Une évaluation des offres et des commentaires des sous-traitants est aussi effectuée par ENEFTECH. Suite à cela, quelques modifications supplémentaires sont apportées aux composants d'après les indications de coûts et de réductions jugées pertinentes que les sous-traitants nous ont communiquées.

Suite à ces étapes de dimensionnement, les composants de la machine de même que les pièces standards telles que roulements, ressorts, joints et visserie spéciale sont commandés auprès des entreprises spécialisées dans ces domaines et auprès de différents ateliers de la région.

### **4.3 Matériels – contrôle et montage de sous-assemblages**

Les pièces de la machine sont réceptionnées en nos locaux, et un premier contrôle est effectué. Il s'agit d'un contrôle du nombre de pièce, de la finition des pièces, et du montage de ces pièces entre elles.

Une première itération de modification a dû être mise en œuvre à cause de la dureté des joints sélectionnés. Les espaces radiaux pour les joints ont été augmentés.

Un deuxième contrôle est effectué pour des pièces dont les tolérances géométriques sont difficiles à tenir. Ces pièces sont les carters et les volutes. Suite à ce contrôle, les



volutes ont été reprises pour corriger les surfaces déformées, de même les carters de scroll ont dû être retouchés pour faciliter l'emboîtement des pièces.

Les sous-assemblages des pièces telles que bagues de roulement sur arbre ou dans les volutes, bouchons sur les perçages du circuit de lubrification, joints d'arbre et palier radial sur carter de transmission ou encore segments et ressorts dans le palier axial, sont effectués dans l'atelier du LENI.

#### 4.4 Equilibrage des parties mobiles

Suite à l'équilibrage des rotors, les bielles et volutes sont équilibrées par le moyen de perçages sur la partie de balourd des bielles prévues à cet effet. Le positionnement de la bielle par rapport au vilebrequin est effectué sur marbre à  $\pm 0.02$  mm.

Lors des opérations d'équilibrage, il a été observé qu'il est difficile de reproduire précisément les résultats. Cela indique premièrement que l'équilibrage des bielles et vilebrequin est influencé par des effets non linéaires tels que le frottement dans le palier orbitant ou les jeux de montage. Les valeurs obtenues pour l'équilibrage des volutes avec ces types de palier sont de l'ordre de 360 gmm pour la HP et 240 gmm pour la BP, mesurés indépendamment l'une de l'autre.

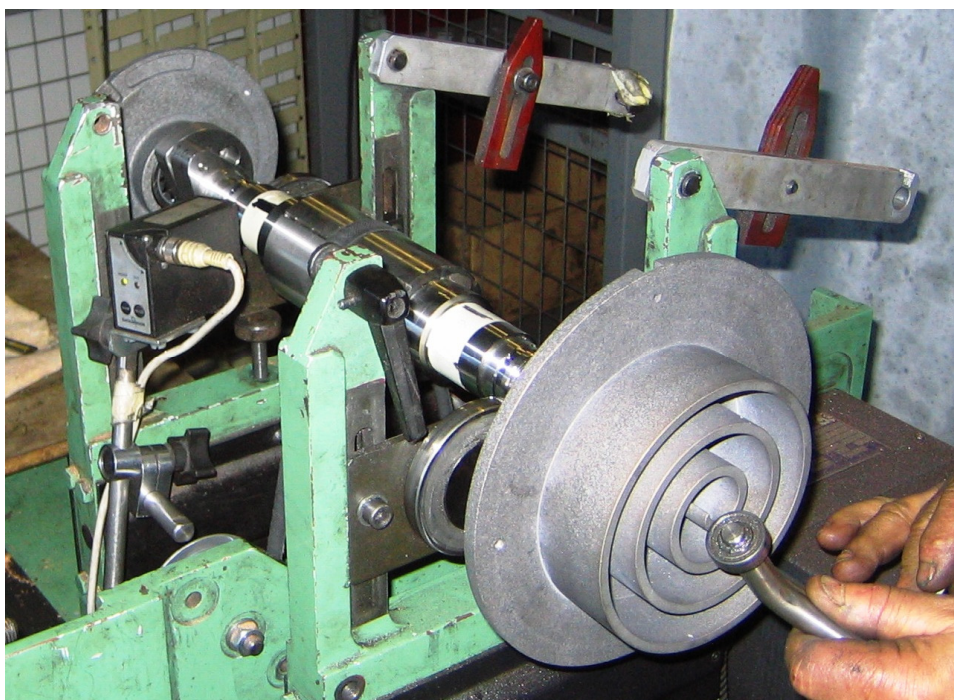
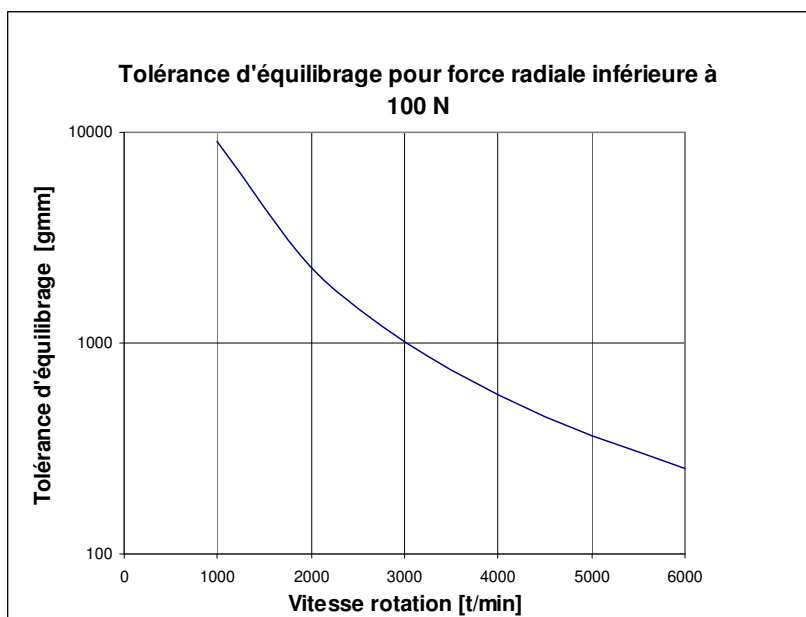


Figure 4-1 : Equilibrage des volutes sur l'arbre.

Selon une table fournie par la maison qui effectue ces opérations, la tolérance d'équilibrage pour des pièces de machine outil et de machines en général est de 90gmm pour une vitesse de rotation de 6000t/min avec un poids total de 9kg. Voir aussi normes ISO [5].

Une approche complémentaire consiste à déterminer le balourd résiduel tolérable pour avoir une force radiale dans les paliers inférieure à une valeur limite. Cette valeur limite est évaluée à environ 100N ce qui correspond à environ 3-4% des forces radiales maximales. Le graphe suivant (Figure 4-2) indique l'évolution du balourd résiduel générant une force radiale de 100N en fonction de la vitesse de rotation. A 6000 t/min, un balourd résiduel d'environ 250gmm provoque une force de 100N.



**Figure 4-2 : Tolérance d'équilibrage pour force radiale inférieure à 100N**

Sur la base de ces considérations, les valeurs obtenues après équilibrage sont légèrement au-dessus des tolérances spécifiées. Comme indiqué plus haut, la précision de l'équilibrage est dépendante du frottement au palier orbitant ainsi que des jeux de montage. Il est décidé que si les tests in situ avec les volutes et bielles de cette série montrent des vibrations trop élevées, l'équilibrage sera effectué à nouveau avec des paliers présentant moins de frottement mais plus de jeu.

#### **4.5 Revêtement des volutes**

Plusieurs types de revêtements et de procédés d'application ont fait l'objet de tests sur des échantillons de la même matière que les volutes ainsi que sur des volutes, mais les résultats n'étaient pas concluant en ce qui concerne l'adhésion, la porosité de surface et les déformations apportées à la pièce. Finalement une solution plus satisfaisante avait été trouvée et les deux paires de volutes HP et BP ont été revêtue avec une couche de céramique poreuse imprégnée de Téflon®.

#### **4.6 Assemblage complet des modules**

Le montage complet est effectué dans l'atelier du LENI et coordonné par ENEFTECH. L'outillage pour le montage (faciliter le centrage ou l'introduction des pièces les unes dans les autres) a été acquit au préalable ou a été construit sur place. Des ajustements de gorges de joints, de positionnement axial et de précontraintes sont effectués en atelier.

## 5. Tests de design et de fonctionnement mécanique

### 5.1 Tests de pression et d'étanchéité

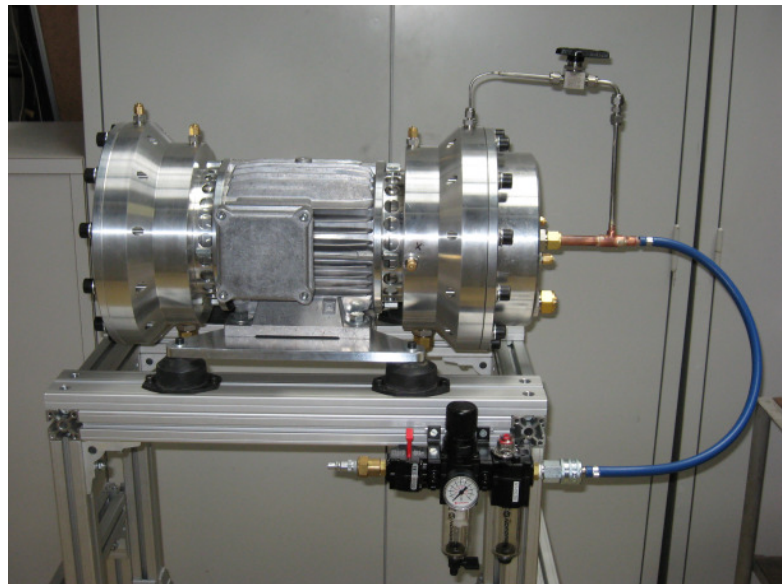
Un ensemble composé d'un étage HP et du générateur, comportant tous les points critiques d'assemblage, a été testé d'abord avec une charge de réfrigérant à 8 bars et ensuite complété avec une charge d'azote à 22 bars. Les joints et points d'assemblages externes ont été testés avec un détecteur de fuite. Aucune fuite importante n'a été trouvée et aucun dommage n'a été observé.

### 5.2 Tests de fonctionnement mécanique à l'air comprimé

Des tests à air comprimé ont été préparés pour vérifier le fonctionnement mécanique de la machine et en particulier le comportement au démarrage. Un système de filtre à air, de vanne de détente et de lubrificateur d'air sont montés sur le circuit de vapeur, en amont de la turbine. Comme le montre la photo du montage à la figure 16, une vanne d'isolation est mise en place sur la liaison externe de pression entre l'admission et la chambre de pression derrière le palier axial. La lubrification des paliers est effectuée sporadiquement par une injection d'huile au moyen d'une pipette ou d'une seringue. La pression maximale du circuit d'air est de 8 barg. Le démarrage de la turbine s'est effectué simplement en augmentant la pression à l'entrée de la turbine.

#### 5.2.1 Tests fonctionnels à air comprimé pour le module HP

Pour la turbine mono-étagée HP comme illustrée sur la photo ci-dessous, une pression d'entrée de 4-5 barg est nécessaire pour la faire démarrer.



**Figure 5-1 : Turbine HT Scroll montée avec un étage HP et connexion pour tests à air comprimé**

Une mesure de la vitesse de rotation est effectuée mécaniquement en appliquant un appareil compte-tour sur l'arbre, de l'autre côté du module de détente par rapport au

générateur. Ainsi, la machine a tourné à 2500 t/min pendant 20 minutes avec un étage HP monté sur le générateur.

Au démontage, on a constaté la présence de particules fines dans l'huile. Il s'agit probablement de poussières générées par le rodage des pièces en contact, telles que les segments du palier axial et les surfaces où le revêtement a été appliqué.

### 5.2.2 Tests fonctionnels à air comprimé pour le module BP

Une interruption des tests a été causée par un serrage de la bague d'Oldham dans la volute mobile, le matériau des têtes de bague a été changé, ainsi que les jeux axiaux entre bague et volute. Suite à ces changements, la turbine du module BP a pu fonctionner normalement. Pour le démarrage de la turbine BP, une pression d'admission de 2 barg est suffisante. Le débit d'air comprimé est limité par la section des tuyaux d'amenée d'air. Ainsi il n'a pas été possible d'élever la pression d'entrée au dessus de 4 barg.

### 5.2.3 Tests fonctionnels à air comprimé pour le module bi-étagé, HP et BP

Une mesure de pression intermédiaire est introduite entre le module de HP et celui de BP. Il est observé que la machine bi-étagée démarre avec une pression de environ 8 barg à l'admission de la HP. Cette pression relativement élevée est nécessaire pour vaincre les frottements secs des modules HP et BP. Comme la machine n'est pas connectée au réseau, la seule charge pour freiner la machine sont les frottements mécaniques et aérodynamiques.

## 5.3 Tests du générateur et de l'électronique

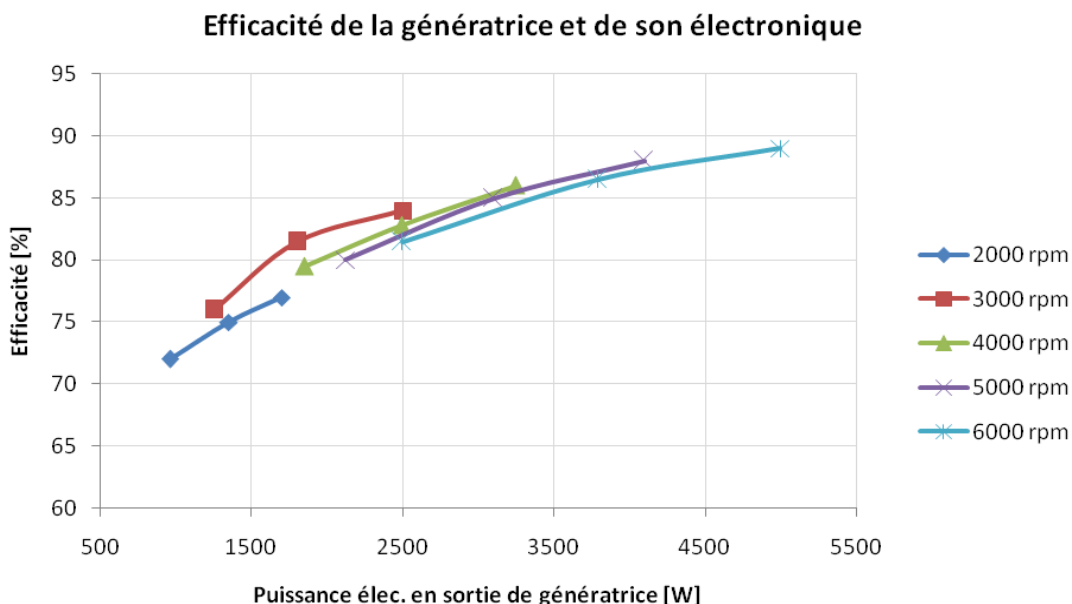
Un premier générateur de test est construit pour vérifier les performances de celui-ci et de l'électronique associée au contrôle de la vitesse de rotation et de la charge sur un banc de test séparé. Ce générateur dispose ainsi de roulements ne nécessitant pas une lubrification à circulation d'huile et est muni d'un arbre de sortie différent de celui de la turbine, afin de pouvoir accoupler cet arbre plus facilement à l'entraînement du banc d'essai. Mis à part les paliers et les extrémités des arbres, ce générateur de test est construit avec les mêmes composants (stator, aimants permanents) que le générateur de la turbine.

Dans un premier essai, il a été vérifié que l'électronique rempli sa fonction de base. Mais aucun test à puissance nominale n'a été effectué. Il a été constaté que le rendement du générateur n'est pas aussi bon que mesuré lors de premiers tests chez le fabricant du rotor. Des pertes fer et mécaniques ont été identifiées comme les plus importantes. Aussi, suite à une erreur de montage des aimants sur le rotor, un des aimants s'est détaché alors que le rotor tournait à 6000 rpm et a été détruit. Le rotor a dû être réparé et un stator de meilleure qualité a été commandé pour réduire les pertes fer. Le délai d'attente du stator de meilleure qualité s'est avéré plus long que prévu. Cela nous a permis de mener quelques investigations sur les faibles performances mesurées sur le générateur et de montrer qu'une partie de ces pertes étaient dues à un biais de l'appareil de mesure du couple. Celui-ci a du être changé et a encore suscité du retard dans l'accomplissement de ces tests.

Dans les essais suivants, une mesure de performance a été effectuée à différentes vitesses de rotation et charges. Dans une première configuration, le générateur

uniquement est évalué en faisant une mesure de performance du générateur sans électronique, mais couplé à une batterie de résistances. Le rendement maximal de 94.3% est mesuré à 3000t/min et à pleine charge. Dans une deuxième configuration l'électronique de gestion de la vitesse de rotation de la turbine est couplée entre le générateur et le réseau. Le rendement maximal de 93.2% est mesuré à 3000t/min et à pleine charge.

Les résultats de ces tests seront utilisés pour évaluer la puissance mécanique à l'arbre du générateur et permettront, le cas échéant, de mieux identifier les causes de pertes dans la turbine lorsque celle-ci sera montée dans le circuit vapeur. La Figure 5-2 illustre la caractéristique de performance du générateur obtenue entre la puissance mécanique et la puissance fournie au réseau à 50Hz.



**Figure 5-2 : Efficacité du générateur avec l'électronique.**

Finalement un test de couplage au réseau est effectué à partir du banc d'essai pour tests à air comprimé. La puissance travail de l'air comprimé nécessaire à la production minimale de courant n'était pas suffisante pour obtenir une connexion continue au réseau, mais la fonction de détection automatique de la vitesse de rotation avant enclenchement a été testée.

## **6. Tests de performance - Production électricité**

### **6.1 Installation de banc d'essai**

Un banc d'essai pour les tests de performance est dimensionné en parallèle de la construction de la turbine. Le circuit principal du banc d'essai est dimensionné pour fonctionner avec de l'eau et de la vapeur d'eau. Ce banc devait permettre de tester la machine à 25 bars et 250 °C.

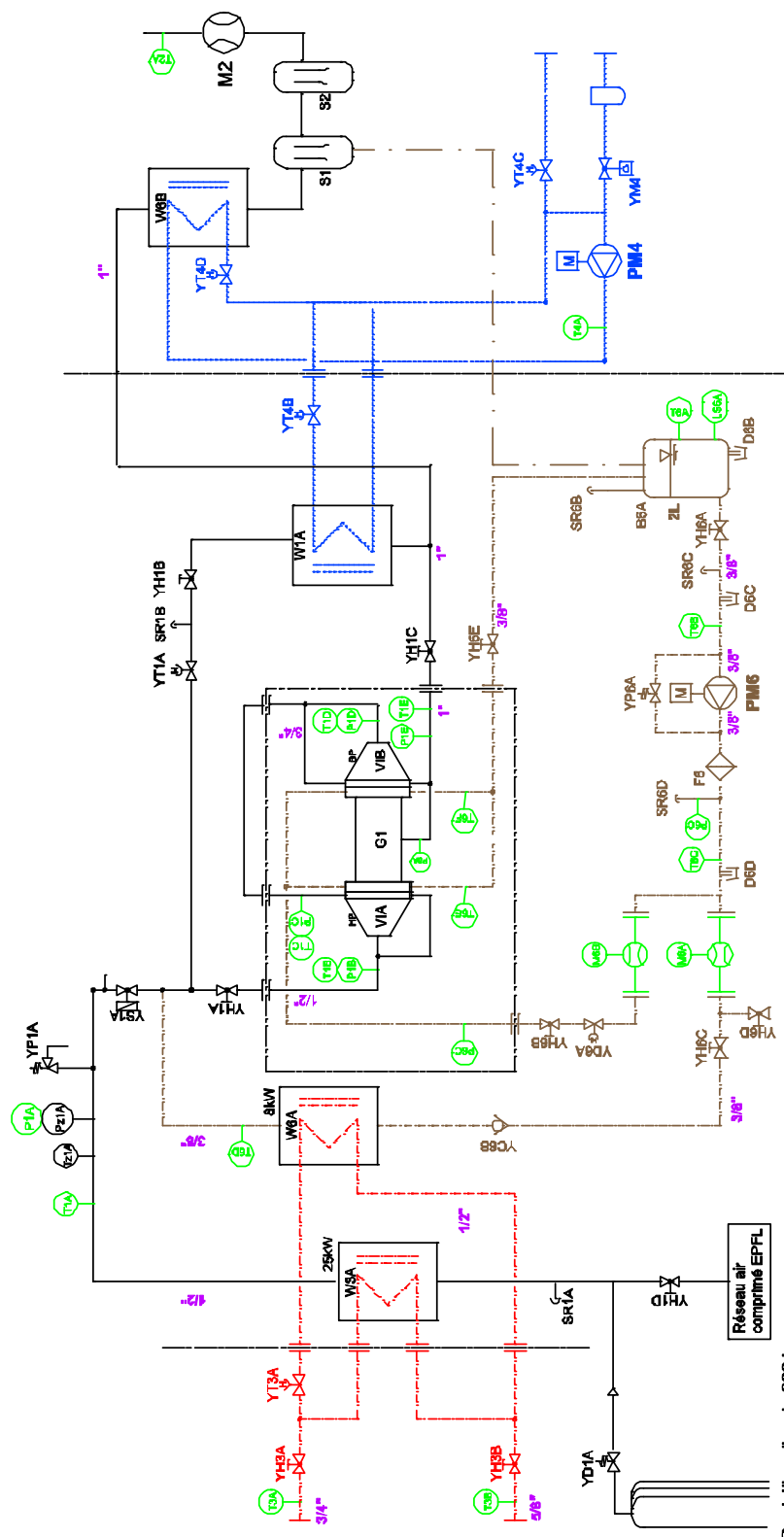
Après de nombreux tests et modifications du circuit du banc d'essai, il s'est avéré qu'aucune configuration n'a permis d'obtenir des conditions de fonctionnement stables pour la vapeur et l'huile. Le rapport de construction, la description de la mise en service de ce banc d'essai et les observations effectuées sur ces tests figurent dans un autre rapport non disponible dans ce document.

Les difficultés rencontrées pour obtenir un banc d'essai fonctionnant à la vapeur d'eau sont principalement des questions liées à la séparation de l'huile avec l'eau. De nombreux essais, tant en ce qui concerne le choix de l'huile, que les différentes configurations d'équipement, ont été effectués sans obtenir des conditions stables de séparation aux points de fonctionnement nominaux. La complexité du problème de gestion d'huile avec l'eau de même que la possibilité de contourner ces problèmes par l'utilisation d'autres fluides nous ont convaincu de la non viabilité d'un système ORC avec mélange de vapeur d'eau et huile.

Bien que la mise en place et les tests sur cycle à vapeur avec lubrification d'huile ont demandé un investissement conséquent, ils s'avèrent être bien plus difficiles à maîtriser que prévu. Le planning du projet est dépassé et les objectifs principaux du projet étant de tester une turbine à haute température et haut rapport de pression, une variante de tests à air chaud est étudiée, puis réalisée en intégrant une partie des composants du circuit à vapeur.

#### 6.1.1 Description de l'installation

## Schéma synoptique - Banc d'essai à air chaud



Eneftech innovation SA  
PSE-BEPFL  
1015 Lausanne-CH  
Tel: 004121 683 91 71  
Fax: 004121 683 91 70  
info@eneftech.com  
www.eneftech.com  
Projet: HTSCROLL  
01.04.09

YD Vanne délestage  
YC Vanne anti retour  
YH Vanne manuelle  
YM Vanne motorisée  
YP Soupape de sécurité  
YS Vanne régulatrice  
SR Prise Schrader

G Générateur  
M Moteur d'entraînement  
PM Pompe motorisée  
P Capteur de pression  
Pz Pressostat  
Tz Transmetteur température  
T Turbine  
W Echangeur  
F Filtre

Hydraulique  
Mesure et commande EP  
Fluide de travail (air chaud)  
Fluide thermique  
Lubrifiant  
Lubrification Volutes/palliers

Figure 6 : Schéma synoptique du banc d'essai à air chaud.



La Figure 6 ci-dessus montre le schéma synoptique de l'installation à air chaud, développée dans le cadre de cette étude pour tester les performances de la turbine HTscroll. Cette dernière est réalisée de telle sorte qu'on peut tester un seul étage de turbine (V1A ou V1B) ou les deux à la fois avec une configuration de module en série ou en parallèle (V1A et V1B).

On distingue quatre circuits principaux : un circuit d'huile thermique de chauffage de l'installation (en rouge), un circuit de réseau d'air comprimé ou d'azote utilisé comme fluide de travail de la turbine (en noir), un circuit d'huile de lubrification séparé à la sortie de pompe PM6 pour alimenter séparément les volutes et les paliers de la turbine et enfin un circuit d'eau de refroidissement de l'air à la sortie de la turbine (en bleu).

Le fluide de travail haute pression (réseau d'air comprimé) ainsi que l'huile de lubrification des volutes sont chauffés respectivement dans les échangeurs W3A et W6A avant d'être admis dans la turbine. Ce mélange est détendu en série dans les chambres de travail, générant de l'électricité par l'intermédiaire d'un générateur synchrone (G1) couplé directement au réseau électrique à travers une électronique de commande. A la sortie de la turbine, le mélange air-huile est refroidi dans l'échangeur-refroidisseur W6B en utilisant comme fluide de refroidissement l'eau provenant de la pompe PM4. Deux étages de séparation (S1 et S2) sont montés à la sortie du refroidisseur, permettant de purifier l'air avant sa sortie à l'air libre. L'huile séparée dans le premier séparateur est acheminée dans le réservoir tampon B6A. Tandis que l'huile séparée dans le second séparateur est stockée dans un second réservoir (non représenté dans le schéma) et est réintroduite dans le circuit après les tests.

Pour cette installation, une seule pompe d'huile PM6 est utilisée aussi bien pour la lubrification des paliers de la turbine que pour la lubrification des volutes. Après pompage dans le réservoir B6A, le flux d'huile est divisé en deux parties : la première (huile de lubrification des volutes) est dirigée vers l'échangeur W6A pour le chauffage et admission à l'entrée de la turbine et la seconde (huile de lubrification des paliers) est refoulée dans les paliers de la turbine avec un débit contrôlé par le moyen de la vanne (YD6A). L'huile sortant finalement des paliers est d'abord collectée dans l'enceinte de la turbine pour ensuite s'écouler par simple gravité dans le réservoir tampon B6A.

#### 6.1.2 Instrumentation de l'installation

Afin de mesurer l'ensemble des grandeurs caractéristiques de la turbine, des instruments de mesures sont installées aux divers endroits de chaque circuit de l'installation. Les points sont indiqués dans le schéma (en vert). Ainsi les grandeurs principalement mesurées sont les pressions et températures à l'entrée et à la sortie de chaque étage de la turbine, aussi bien pour le circuit d'air de travail que pour le circuit d'huile de lubrification, les différents débits volume de chaque circuit, la puissance électrique injectée au réseau ainsi que la vitesse de rotation de l'arbre de la turbine.

Le débit d'air du fluide de travail est mesuré à la sortie des séparateurs par le moyen d'un débitmètre M2. Les débits d'huile passant dans le circuit de lubrification des volutes et dans celui de lubrification des paliers sont mesurés respectivement par les débitmètres indicateurs M6A et M6B.

#### 6.1.3 Déroulement des essais de performance

Pour la première phase des essais, des mesures de performances et de comportement de la turbine ont été effectués avec un module de turbine monté en mode mono-étagé. L'objectif était d'abord de déterminer les plages de fonctionnement avec et sans couplage au réseau électrique. Ces essais ont permis d'une part d'évaluer



les procédures de démarrage, de couplage au réseau électrique et de montée en puissance de la turbine et d'autre part de dégager l'influence des différentes grandeurs caractéristiques de la turbine sur le rendement global.

Dans une deuxième phase, le couplage du deuxième module LP à l'arrière du générateur a permis de valider le concept de turbine bi-étagé par un fonctionnement en série des deux étages et ceci malgré les essais limités en faible rapport de pression (15 bars maximum à l'entrée de la turbine).

Pour chacune de ces campagnes de mesure, l'air comprimé du réseau est utilisé pour les essais à basse pression (entre 7 et 9 bars à l'entrée de la turbine) et la vitesse de rotation est modulée pour différentes conditions d'opération, la source chaude étant réalisée par le circuit d'huile thermique. De même pour les essais à plus haute pression avec l'azote, l'air du réseau est d'abord utilisé pour mettre en route l'installation, jusqu'à obtention de conditions stables. Cela permet de préchauffer l'installation sans avoir à consommer l'azote des bouteilles. Lorsque les conditions de températures sont stables, l'azote est injecté dans le circuit et la vanne d'amenée d'air YH1D est fermée. Cela permet une transition sans interruption de la machine.

#### 6.1.4 Démarrage

Le démarrage de la turbine s'effectue sans apport de puissance électrique externe. Cet avantage a été obtenu par un dimensionnement avantageux du palier axial, de la bielle et du vilebrequin. Ceci est observable lorsque la turbine est montée en mode mono-étagé ou bi-étagé.

#### 6.1.5 Couplage au réseau

Pour varier la charge de la turbine, et réguler la vitesse de rotation, le générateur est connecté au réseau électrique via l'électronique de commande. Le couplage électrique provoque un pic de charge important et peut freiner la turbine, de telle sorte que la puissance produite n'est plus suffisante pour maintenir l'électronique couplée au réseau. Cette dernière peut alors se déclencher. Pour remédier à cela il faut augmenter la pression à l'entrée de la turbine au moment du couplage. Cela est fait manuellement.

### 6.2 Résultats en mode mono-étagé

#### 6.2.1 Puissance électrique et rendement du module mono-étagé

Les mesures effectuées avec le module mono-étagé (type HP) s'étendent sur une plage de fonctionnement de turbine de l'ordre de 0.5 à 2.5kWe. La Figure 6-1 illustre les variations de rendement de la turbine en fonction de la puissance électrique produite.

Le rendement polytrophe mécanique est défini par le rapport entre la puissance mécanique à l'arbre et la puissance polytrophe idéale déterminée à partir des conditions d'entrée et de sortie et de la turbine. La puissance mécanique à l'arbre est calculée à partir de la puissance électrique mesurée et le rendement électrique du générateur et de l'électronique (mesurés aussi).

$$\eta_{polyMeca} = \frac{\dot{E}_{meca}}{\dot{E}_{poly}}$$

$$\eta_{polyMeca} = \frac{\dot{E}_{elecGen}}{\eta_{elecGen} \cdot \dot{E}_{poly}}$$

Avec :

- $\eta_{polyMeca}$  : Rendement polytrophe mécanique
- $\dot{E}_{meca}$  : Puissance mécanique
- $\dot{E}_{elecGen}$  : Puissance électrique du générateur
- $\eta_{elecGen}$  : Rendement électrique du générateur
- $\dot{E}_{poly}$  : Puissance polytrophe idéale

- La puissance-travail idéale est définie comme suit :

$$\dot{E}_{ts} = -\dot{m}_{ref} \cdot (h_{s-o} - h_i)$$

Avec :

- $\dot{E}_{ts}$  : Puissance-travail idéale
- $\dot{m}_{ref}$  : Débit massique de référence
- $h_{s-o}$  : Enthalpie idéale en sortie de turbine
- $h_i$  : Enthalpie en entrée de turbine

- La puissance-chaleur fournie par l'huile est définie comme suit :

$$\dot{Q}_{oil} = \dot{m}_h \cdot c_h \cdot (T_{hi} - T_{ho})$$

Avec :

- $\dot{Q}_{oil}$  : Puissance-chaleur fournie par l'huile
- $\dot{m}_h$  : Débit massique d'huile
- $C_h$  : Capacité calorifique de l'huile
- $T_{hi}$  : Température de l'huile en entrée de turbine
- $T_{ho}$  : Température de l'huile en sortie de turbine

- La puissance polytrophe idéale est définie comme suit:

$$\dot{E}_{poly} = -\dot{m}_{ref} \cdot \frac{v_i \cdot P_i}{\Gamma^\sigma} \cdot \left( \left( \frac{P_o}{P_i} \right)^{\Gamma^\sigma} - 1 \right)$$

$$\Gamma^\sigma = 1 - \bar{\gamma}_t \cdot \left( 1 - \bar{\Lambda} \cdot \left( 1 + \bar{\beta}_p \cdot (\eta - 1) \right) \right)$$

Avec :

- $\dot{m}_{ref}$  : Débit massique
- $v_i$  : Volume massique d'entrée
- $P_o$  : Pression de sortie
- $P_i$  : Pression d'entrée
- $\Gamma^\sigma$  : Facteur calorifique polytrophe
- $\bar{\gamma}_t$  : Facteur v/P isotherme
- $\bar{\Lambda}$  : Facteur calorifique
- $\bar{\beta}_p$  : Facteur T/v isobare
- $\eta$  : Facteur polytrophe

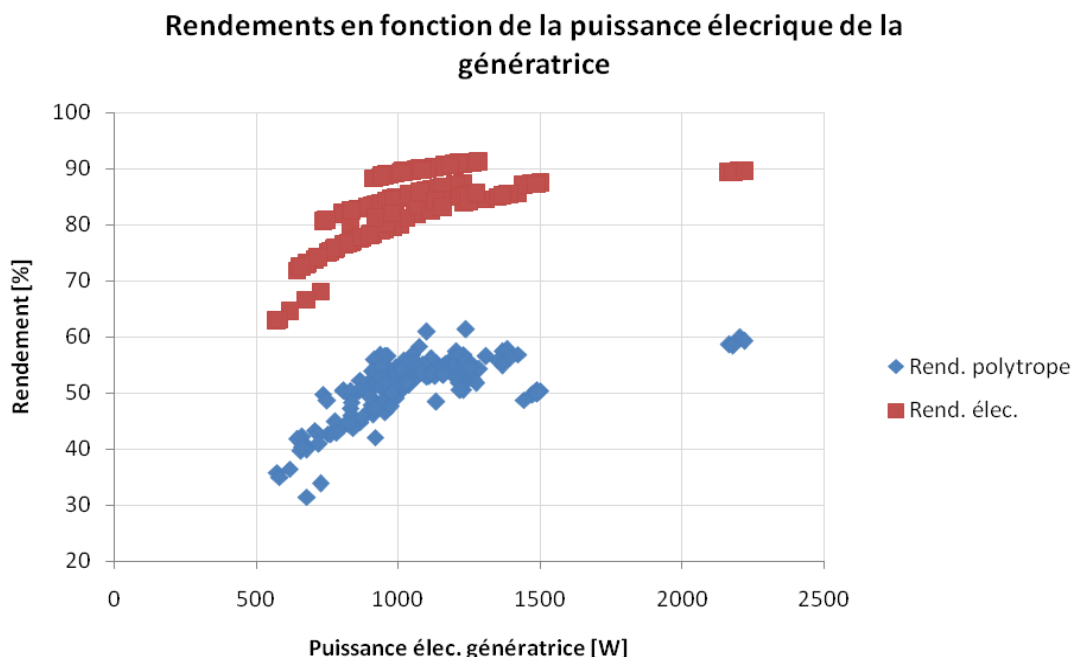
Cette équation est tirée de l'ouvrage « Thermodynamique et Energétique » de L. Borel, volume 1 - 3<sup>ème</sup> édition.

- La puissance-travail reçue au niveau de la partie mobile est définie comme suit :

$$\dot{E}_{travail} = -\dot{m}_{ref} \cdot (h_o - h_i) + \dot{Q}_{oil}$$

Avec :

- $\dot{m}_{ref}$  : Débit massique
- $h_o$  : Enthalpie en sortie
- $h_i$  : Enthalpie en entrée

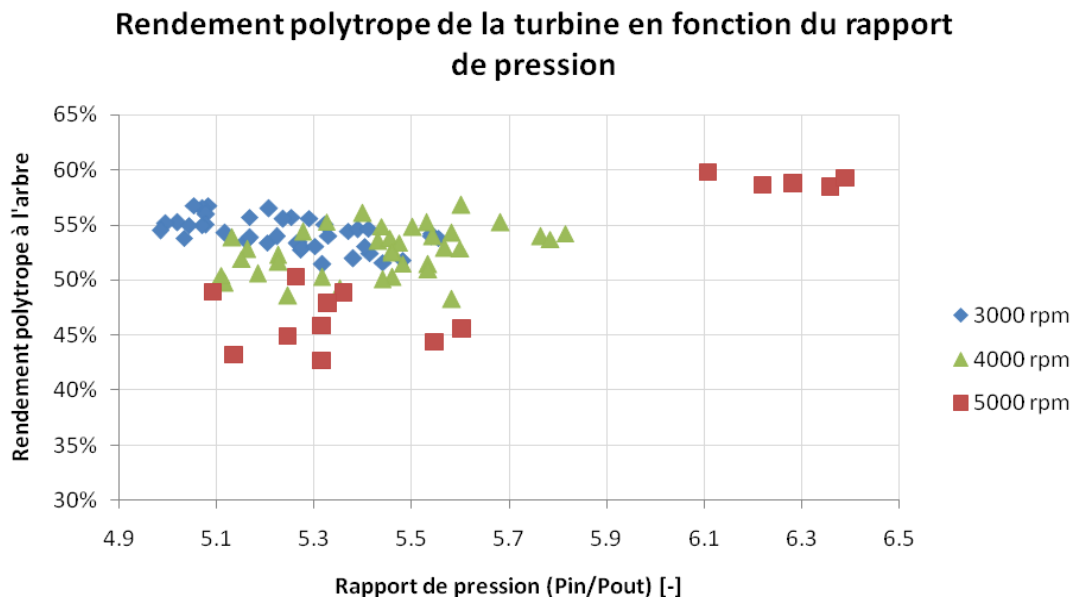


**Figure 6-1 : Rendement de la turbine en fonction de la puissance électrique produite**

Le rendement global de la turbine, de l'ordre de 60%, est satisfaisant pour cette gamme de puissance et surtout pour les conditions de fonctionnement avec l'air à faible rapport de pression (de l'ordre de 5.0 à 6.4). Il convient juste de signaler que le rapport de pression installé, correspondant à l'optimum de fonctionnement, est déterminé à partir du rapport de volume installé du module i.e. 5.0 et du coefficient kappa qui est de l'ordre de 1.4 pour l'air comprimé. Ce rapport est de l'ordre de 9.5, largement au dessus des valeurs de mesure.

### 6.2.2 Influence du rapport de pression pour différents régimes

La diminution des performances du module vers les plus faibles puissances (Figure 6-1 avec des puissances électriques inférieures à 1 kWe) met en évidence les pertes électriques de la génératrice mais également les pertes par un fonctionnement à des régimes de vitesses inadaptées par rapport aux conditions de pression de fonctionnement. La Figure 6-2 suivante présente les variations de rendement polytrophe mécanique en fonction du rapport de pression et ceci pour différents régimes de vitesse de rotation.



**Figure 6-2 : Rendement de la turbine en fonction du rapport de pression et pour différent régime de vitesse**

Il convient, dans ce contexte, de rappeler que la turbine est développée avec un générateur à aimants permanents connecté au réseau électrique avec une électronique intermédiaire de variation de vitesse. Ce mode de fonctionnement, à vitesse variable, a l'avantage d'optimiser le rendement de la turbine mais implique en revanche des niveaux de pressions adaptés en fonction de la charge. Par exemple pour un rapport de pression de l'ordre de 5, le rendement atteint une valeur de l'ordre 55% pour une vitesse de rotation à 3000 tr/min. L'augmentation de cette vitesse jusqu'à 5000 tr/min s'accompagne d'une diminution significative du rendement (de l'ordre de 40%) à moins que l'on augmente le rapport de pression. L'installation de test n'offre pas la possibilité aujourd'hui de travailler à des rapports de pression plus élevé que 10, limitant ainsi les marges de vitesse de fonctionnement.

### 6.2.3 Influence de la concentration d'huile sur le rendement

L'huile de lubrification des volutes, chauffée et mélangée avec le fluide de travail à l'entrée de la turbine, change les conditions opératoires et déplace donc le point de rendement de la turbine. Les Figure 6-3 et Figure 6-4 permettent de mettre en évidence l'influence de la concentration d'huile sur le rendement polytrophe mécanique et respectivement sur la température de sortie de la turbine. La concentration d'huile étant définie et mesurée par le pourcentage massique de l'huile par rapport au mélange total à l'entrée de la turbine (huile et gaz) :

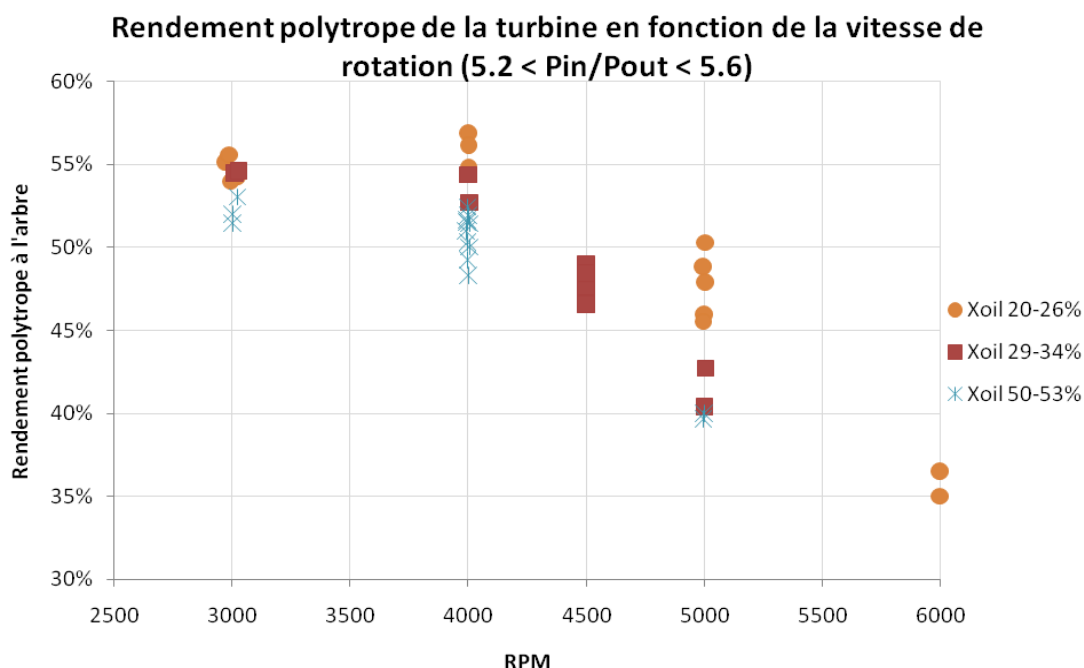
$$Conc_{huile} = \frac{\dot{m}_{huile}}{\dot{m}_{huile} + \dot{m}_{gaz}}$$

Avec :

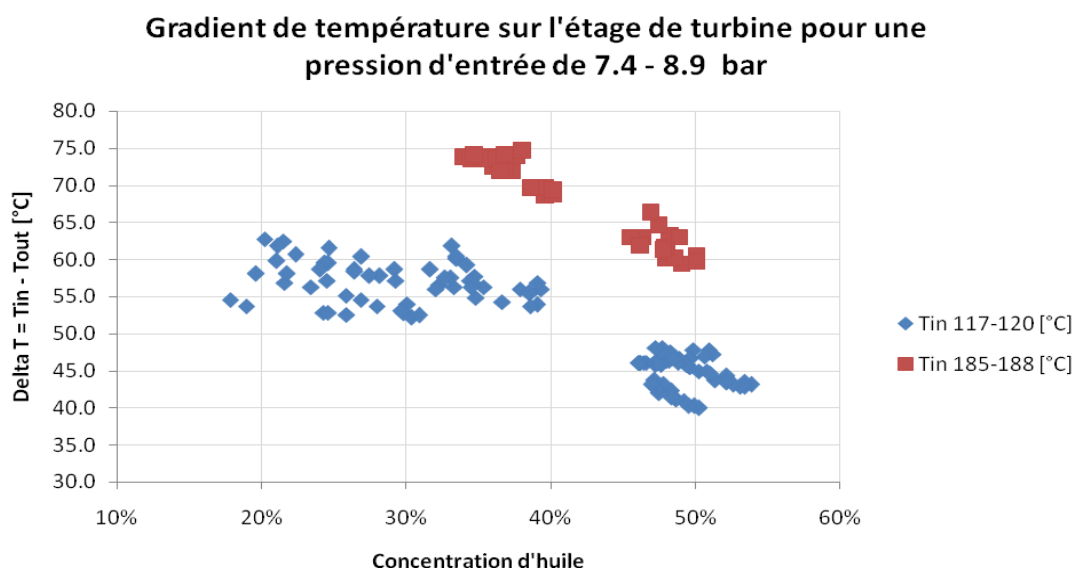
$\dot{m}_{huile}$  : Débit massique de l'huile

$\dot{m}_{gaz}$  : Débit massique de gaz

Ces résultats montrent que, pour un régime de vitesse fixe, le rendement polytrophe mécanique diminue avec la concentration d'huile. L'influence est d'autant plus sensible que la vitesse est élevée.



**Figure 6-3 : rendement polytrophe mécanique en fonction des régimes de vitesse et pour différentes valeurs de concentration d'huile**



**Figure 6-4 : Influence de la concentration d'huile sur la température de sortie turbine**

En effet, la présence de l'huile dans les chambres de travail conduit à des effets de réduction des fuites internes mais également à des effets volumétriques de diminution de la puissance-travail massique.

La réduction des fuites internes résulte de deux phénomènes : un phénomène surfacique d'occupation de la section de fuite par l'huile, assurant donc une certaine étanchéité et un phénomène de transfert de chaleur interne entre l'huile et le fluide de travail, limitant également les déformations thermiques. En effet, la détente du fluide de travail s'effectue avec une diminution de la température. L'injection d'huile à même température d'entrée que le fluide de travail a tendance à limiter la diminution de température de ce dernier et donc de diminuer les déformations. La Figure 6-4 illustre bien la diminution du gradient de température entrée sortie de la turbine en fonction de la concentration d'huile dans les volutes.

D'un autre côté, une augmentation du niveau de température dans les chambres de volutes conduit à une diminution de la masse volumique du fluide de travail. De même une augmentation de la quantité d'huile injectée provoque une réduction de la capacité volumétrique de la turbine. En effet l'huile occupe un certain volume au détriment du fluide de travail. Ces effets volumétriques de l'huile ont pour conséquence une diminution de la puissance-travail massique par dissipation (turbulences, frottement internes dans les volutes).

Finalement, l'analyse du rendement mécanique mesuré de la turbine révèle que ce dernier diminue sensiblement avec la concentration d'huile. Ainsi, compte tenu des résultats de la Figure 6-3, on pourra conclure que les pertes prépondérantes liées à la présence d'huile dans les volutes sont les pertes par dissipation et/ou les pertes mécaniques.

#### 6.2.4 Le coefficient de remplissage

Le coefficient de remplissage d'une machine volumétrique est défini ici comme le rapport entre le débit effectif entrant et le débit théorique. Le débit théorique est déterminé par la cylindrée de la machine, le régime et les conditions thermodynamiques du gaz à l'entrée de la machine selon la relation suivante :

$$CR = \frac{\dot{m}_g}{V_{cyl} N_{rot} \rho_g}$$

Avec :

CR : Coefficient de remplissage

$\dot{m}_g$  : Débit massique mesuré [kg/min]

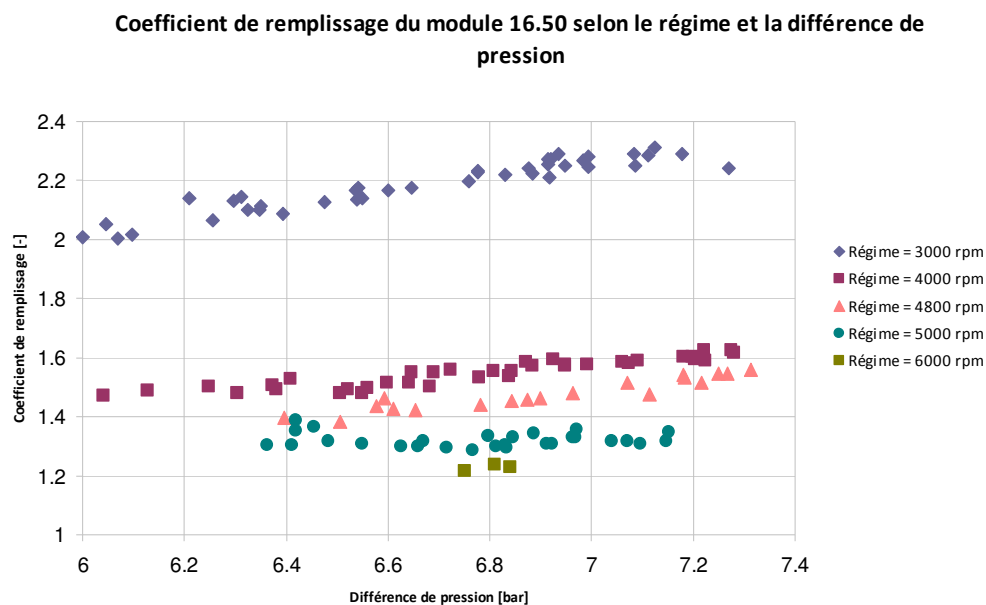
$V_{cyl}$  : cylindrée de la machine [m3]

$N_{rot}$  : Vitesse de rotation de la machine [rpm]

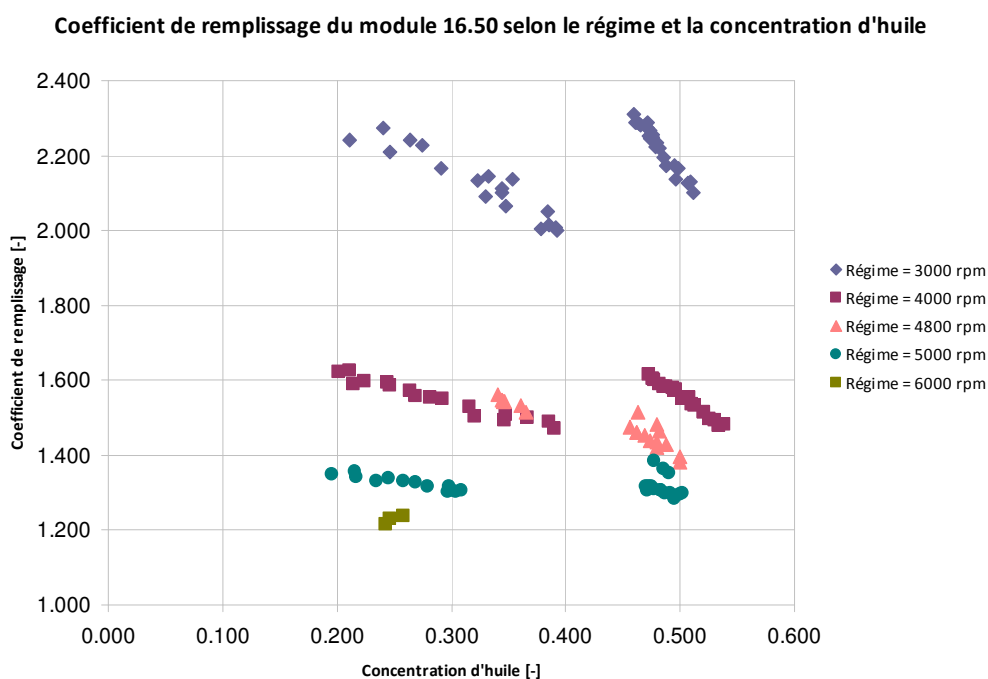
$\rho_g$  : Masse volumique du gaz à l'entrée [kg/m3]

Les résultats montrent une forte variance du facteur de remplissage. Après analyse, on peut dégager 3 paramètres influençant le facteur de remplissage qui sont : la vitesse de rotation, la différence de pression entrée et sortie de la turbine et également la concentration d'huile dans les volutes.

Les Figure 6-5 et Figure 6-6 suivantes montrent l'influence de ces différents paramètres sur le coefficient de remplissage.



**Figure 6-5 : Facteur de remplissage en fonction du régime et de la différence de pression**



**Figure 6-6 : Facteur de remplissage en fonction du régime et de la concentration d'huile**

### Vitesse de rotation de la turbine

Le facteur de remplissage varie entre 1.2 pour un régime de 6000 rpm et 2.3 pour un régime de 3000 rpm. La Figure 6-5 illustre cette variance par des sélections de points à 3000, 4000, 4800, 5000 et 6000 tours par minute. L'augmentation du facteur de remplissage pour des faibles régimes s'explique entre autre comme suit : Pour des



conditions de pression constante, les fuites internes demeurent constantes pendant que le débit théorique diminue avec la vitesse de rotation de la turbine.

### **Différence de pression entrée et sortie de la turbine**

Pour un régime fixe, le coefficient de remplissage varie quasi linéairement selon la différence de pression. La Figure 6-5 illustre cette variance par des sélections de points à 3000, 4000, 4800, 5000 et 6000 tours par minute. La pente de la variation dépend du régime. A 3000 rpm le coefficient de remplissage varie entre 2 et 2.3 pour une différence de pression variant entre 6 et 7.2 bar. A 5000 rpm par contre, le coefficient de remplissage n'est pratiquement pas sensible à la différence de pression. Pour comprendre cela, il faut introduire encore les effets de laminage qui ont lieu à l'entrée de la turbine. En effet, les vitesses des gaz à l'entrée du volume d'aspiration peuvent être telles que la pression à l'intérieur du volume d'aspiration est inférieure à la pression mesurée en amont. Cela apporte ainsi une réduction du facteur de remplissage lorsque le régime augmente. Si cet effet est prépondérant, une augmentation de la différence de pression n'aura pas d'effet significatif.

### **Concentration d'huile dans les volutes**

Finalement, la concentration d'huile. Selon la Figure 6-6, pour un régime de 4800 ou 5000 rpm, le coefficient de remplissage diminue lorsque la concentration d'huile augmente. Il est en effet possible d'interpoler les points par une ligne non brisée. Par contre, pour les régimes de 3000 et 4000 rpm, il est difficile d'interpoler une ligne entre tous les points. Une ligne brisée n'a pas de signification physique. Ainsi, il apparaît que le coefficient de remplissage est sensible à la concentration d'huile uniquement pour des régimes élevés.

Suite à cette analyse de la sensibilité du coefficient de remplissage, il faut aussi évaluer sa valeur effective dans les cas mesurés. En préalable, notons que le coefficient de remplissage est à distinguer des pertes par fuites (pertes volumétriques) que l'on peut définir par un débit de fuite moyen dans l'ensemble des chambres de scroll :

$$L_v = \frac{\dot{m}_f \Delta h}{\dot{E}_{Poly}}$$

Avec :

$L_v$  : Pertes volumétriques

$\dot{m}_f$  : Débit de fuites moyen

$\Delta h$  : Différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la turbine

$\dot{E}_{poly}$  : Puissance polytrophe idéale

Les mesures effectuées sur ce banc d'essai ne permettent pas déterminer précisément les pertes volumétriques. Il faut pour cela augmenter les points de mesure de pression dans la turbine. Ce qui pourra être effectué dans une prochaine étape du projet. La suite reprend la discussion des valeurs effectives du coefficient de remplissage.

Un coefficient de remplissage de 1.2 (à vitesse nominale) à 2.3 (à faible vitesse) signifie que la première chambre des scroll présente des jeux par lesquels un débit de fuite important peut passer. Les turbines scroll ont l'avantage de se présenter comme une cascade de chambres. Une fuite à partir d'une chambre correspond à un apport de gaz pour la prochaine chambre. Ainsi, le rendement n'est pas dramatiquement affecté

par un coefficient de remplissage de l'ordre de 2. Néanmoins plus les différences de pression deviennent importantes, plus les fuites internes augmentent et plus les pertes par laminage à l'entrée de la turbine, ainsi que les pertes par irréversibilité des fuites deviennent significatives.

Le modèle de fuites que nous avons utilisé pour le dimensionnement prend en compte les différents régimes et différences de pression, cependant, des valeurs de 1.05 à 1.1 sont calculées. Des références externes rapportent aussi des coefficients de remplissage à vitesse nominale de l'ordre de 1.0 à 1.1 pour des turbines scroll utilisées à basse température et bas rapport de pression.

Ainsi, pour des rapports de pression plus élevés, il semble nécessaire de réviser la machine pour réduire ce coefficient de remplissage. Un contrôle des surfaces de contact, des surfaces d'étanchéité, des chanfreins et fonds de gorge doit être effectué. De plus un contrôle du modèle doit être effectué pour vérifier les conditions mécaniques nécessaires au bon fonctionnement du système de positionnement axial et radial.

### 6.2.5 Comportement de la turbine à haute température

La turbine n'a pas montré de réduction de performance en fonction du niveau de température d'entrée. Par contre, une instabilité au démarrage après fonctionnement à haute température (190°C) a été observée. Ainsi, après avoir travaillé à haute température et immédiatement après un arrêt de la machine, il n'est possible de démarrer à nouveau la machine qu'avec un débit de gaz important ; la puissance de la turbine est très faible et ne permet pas de surmonter le pic de puissance nécessaire au couplage au réseau. On observe aussi un écoulement de gaz plus important à travers la conduite qui sert à maintenir une pression derrière le palier axial. Cet écoulement correspond donc à une fuite dans le palier axial. Après 30-60 minutes d'arrêt, il est possible de redémarrer la machine et de monter à nouveau en température.

## 6.3 Résultats en mode bi-étagé

### 6.3.1 Rappel des conditions de tests en mode bi-étagé

Comme déjà mentionnée en paragraphe 6.1.3 les essais de performance sont limités à une pression en entrée de turbine de l'ordre de 15 bars (pression maximale atteignable pour le banc d'essai à air chaud). La valeur de design de la turbine bi-étagée étant de 25 bars, ces conditions de tests sont donc inappropriées pour l'évaluation de la machine bi-étagée dans ses conditions nominales de haut rapport de pression (5 kWe pour un rapport de pression de 25/1) mais permettront malgré tout de valider le concept et de dégager des performances en charge partielle.

### 6.3.2 Comportement au démarrage en mode bi-étagé

Lors des essais de couplage en bi-étagé, deux points doivent être observés :

- Avant le couplage, la vitesse est maintenue uniquement par les pertes internes de la machine. Comme les pressions sont encore relativement faibles, il se peut que le module BP (qui a une cylindrée élevée) « entraîne » le module HP. Cette configuration doit être évitée, car le couple reliant l'arbre et le module HP est inversé et la volute orbitante (HP) se désolidarise radialement de la volute fixe.

Pour éviter cette configuration, l'alimentation en gaz du palier axial est réduite pendant la phase de couplage. Cela réduit les performances du module BP et garanti que le module HP conserve sa fonction motrice de la turbine.

- Comme la turbine bi-étagée présente plus de pertes (absolues) qu'une turbine mono-étagée, il lui faut plus de puissance pour surmonter le pic de charge lors du couplage. Il faut ainsi avoir un niveau de pression plus élevé que pour une turbine mono-étagée pour la démarrer. Le fait de réduire l'alimentation du palier axial avant couplage permet d'augmenter la pression à l'entrée du module HP sans faire augmenter le régime au-delà des limites prévues (6000rpm).

Ainsi, au moment du couplage et simultanément, la vanne d'alimentation du module HP et la vanne d'alimentation du palier axial du module BP sont complètement ouvertes.

### 6.3.3 Montée en pression de la turbine

Une fois la turbine couplée au réseau, la pression à l'entrée du module HP est rapidement augmentée jusqu'à minimum 8 bar, afin d'obtenir un rapport de pression tel que les deux modules puissent travailler avec une production minimale de 500 W. Pendant les phases de variation de pression, l'électronique de gestion de la vitesse règle la charge de telle sorte que la vitesse demeure stable. Au début de la mise en service, des instabilités de vitesse étaient observées, mais elles ont été maîtrisées par la modification des paramètres du régulateur de vitesse.

### 6.3.4 Tableau des résultats pour différents points de mesure

Les résultats du test de production d'électricité de la turbine bi-étagée sont présentés avec les valeurs mesurées indiquées dans le Tableau 6-1 ci-dessous.

Points de mesure		A	B	C	D	E
Turbine HP Pin	[bar]	14.2	15.5	15.5	13.1	14.8
Turbine BP Pin	[bar]	5.5	5.2	6.3	5.1	6.0
Turbine BP Pout	[bar]	1.8	1.8	2.0	1.7	1.9
Turbine HP Tin	[°C]	164	165	167	165	166
Turbine BP Tin	[°C]	109	116	127	130	130
Turbine BP Tout	[°C]	55	69	76	87	86
Vitesse rotation	[rpm]	4500	4500	4500	4500	4500
Puissance élec. fournie au réseau	[W]	952	1100	1930	1100	1690
Débit d'huile dans les volutes	[lt/min]	0.2	0.05	0.3	0.56	0.4
Débit gaz (calculé)	[g/s]	31	37	37	26	33
Concentration huile	[-]	0.10	0.02	0.13	0.27	0.17

**Tableau 6-1 : Sélection de points de tests pour turbine HT Scroll avec haut rapport de pression et à haute température**

La lecture des points s'est étendue sur une période de 30 minutes. Le volume restreint d'azote dans les 12 bouteilles d'azote ne nous permet pas de faire des tests de très longue durée. C'est aussi la raison pour laquelle les points présentés ci-dessus sont obtenus après des courts moments de stabilisation (environ 1 minute).

Comme indiqué plus haut, le débit de gaz n'a pas pu être mesuré. Les valeurs affichées dans le tableau correspondent à un débit calculé. Ce calcul s'appuie sur les mesures effectuées en mono-étagé (voir chapitre correspondant) en admettant un coefficient de remplissage de 1.4 pour le module HP.

Les valeurs montrent une assez grande dispersion de résultats. Cela est dû au nombre de mesure et au temps de stabilisation qui sont tous les deux très faibles.

Néanmoins, en considérant ces données brutes, ainsi qu'un débit de gaz calculé, les performances calculées sont les suivantes :

#### 6.3.4.1 Production et rendement de la turbine en charge partielle

La puissance électrique fournie au réseau a été mesurée et la puissance mécanique à l'arbre a été déduite des caractéristiques du générateur et de l'électronique. Le rendement polytrope mécanique est calculé à partir des données mesurées et de l'estimation de débit effectuée sur la base d'un modèle de facteur de remplissage tiré des mesures en mode mono-étagé. Les valeurs indiquées dans le tableau suivant montrent que les performances de la turbine en charge partielle sont de l'ordre de 20-30%. Les points de mesure A et B ont été obtenus en début de tests et il est possible que des effets d'inertie thermique soient en défaveur du rendement mécanique. De plus entre le point B et C, le régime de la pompe à huile a été augmenté (+30%) ce qui entraîne une meilleure lubrification du système de transmission.

Points de mesure		A	B	C	D	E
Puissance élec. fournie au réseau	[W]	952	1100	1930	1100	1690
Puissance mécanique à l'arbre	[W]	1317	1490	2395	1490	2141
Rendement polytrope mécanique	[%]	18%	17%	27%	24%	26%

Tableau 6-2

#### 6.3.4.2 Rapports de pression

Les rapports de pression adaptés dépendent des concentrations d'huile dans les volutes et des rapports de volume installés. Il est calculé pour les points mesurés. Les valeurs sont situées entre 4 et 5 pour le module BP et entre 5 et 6 pour le module HP. Les rapports de pression mesurés sont situés entre 2.55 et 3.2. Cela signifie que les rapports de pression mesurés sont faibles par rapport aux conditions optimales d'utilisation des modules. Les pertes par inadaptation sont alors élevées. Un plus grand rapport de pression permettrait d'améliorer significativement les performances des modules.

Points de mesure		A	B	C	D	E
Rapport de pression global	[-]	7.9	8.5	7.8	7.7	7.9
Rapport de pression adapté	[-]	9.6	9.5	9.5	9.7	9.3

Tableau 6-3

Pour mettre en évidence l'influence du rapport de pression sur les performances de la machine bi-étagée, la vanne d'alimentation du palier axial BP est utilisée pour activer/désactiver le palier axial de ce module.

Il apparaît que les performances de la turbine bi-étagée sont meilleures avec la vanne d'alimentation du palier axial BP ouverte qu'à partir d'une pression d'entrée HP supérieure à 15 bar. En deçà, les performances de la machine sont meilleures lorsque le palier axial du module BP n'est pas mis sous pression (vanne fermée). Cela montre que le rapport de pression global de la machine bi-étagée doit être supérieur à une valeur donnée (ici 7.5) pour avoir un fonctionnement en bi-étagé acceptable.

#### 6.3.4.3 Ecart de températures entrée-sortie de chaque module

Etant donné que la température en sortie de chaque module est difficile à mesurer précisément à cause du mélange air/huile (non-homogène), les différences de température mesurées sont à considérer avec précaution. Néanmoins, les écarts de température sont proches des hypothèses de dimensionnement. Cela signifie que, selon les calculs de déformation due au gradient de température dans les volutes, les jeux provoqués par les différences de température ne devraient pas être au-delà de ce qui a été prévu.

Points de mesure		A	B	C	D	E
Ecart de température (HP)	[K]	55	48	40	35	36
Ecart de température (BP)	[K]	54	47	51	43	44

Tableau 6-4

## 7. Évaluation du projet et perspectives pour la suite

### 7.1 Travail accompli et résultats

Un nouveau concept de turbine scroll à double étage de détente et à haute efficacité énergétique (HT-Scroll) a été développé dans le cadre de ce projet. Les particularités de cette turbine permettent la construction économique de petites unités ORC (Organic Rankine Cycle) compactes et fiables. Un haut rapport de pression de fonctionnement est assuré par la disposition en série de deux unités d'expansion (plus grand rapport de volume) permettant de réaliser un cycle bi-étagé.

#### **Dimensionnement, construction et montage de la turbine HT-Scroll**

La modélisation, le dimensionnement et la construction de la turbine HT-Scroll bi-étagé ont été menés avec succès.

La pression maximale admissible en design est de 25 bars correspondant aux pressions de saturations des fluides sélectionnés pour une température à l'entrée maximale de 250 °C (température de design). Le choix des matériaux et le confinement des fluides ont permis d'offrir la possibilité d'utiliser différents fluides de travail (eau, réfrigérant synthétiques, réfrigérants naturels). La construction de machine est hermétique, c'est-à-dire sans joint d'arbre entre l'air extérieur et le fluide de travail. Un système de positionnement des volutes «compliant» est développé pour réduire les fuites internes. La construction est modulaire entre les étages HP et BP, ce qui implique que la machine peut fonctionner avec un seul des étages (exemple en mode mono-étagé). Finalement, le générateur développé permet d'avoir un système à vitesse variable.

Le maintien de ces fonctionnalités dictées par notre évaluation du marché a nécessité une activité intense au niveau des choix des matériaux, des méthodes de construction, des types d'huiles de lubrification et de l'électronique de variation de vitesse et de couplage au réseau électrique.

### **Tests de design et de fonctionnement mécanique**

Suite à ces étapes de dimensionnement et de construction, des tests de design (i.e. pression et étanchéité) et de fonctionnement opérationnel ont été effectués à air comprimé, et ceci pour chacun des modules HP et LP couplés avec la génératrice. Ces tests ont permis de vérifier non seulement le fonctionnement mécanique mais également le comportement au démarrage de chacun des étages HP et LP ainsi que la machine bi-étagée en entier. Une pression à l'admission de l'ordre de 2 à 4 bars est suffisante pour le démarrage d'un module mono-étagé (HP ou LP) tandis qu'une valeur minimale de l'ordre de 8 bars serait requise pour l'enclenchement de la machine bi-étagée. Ces tests de fonctionnement, effectués à vide e.g. sans couplage de la génératrice au réseau électrique, ont permis de montrer que la turbine peut démarrer sans utilisation moteur de la génératrice, ce qui simplifie l'électronique de commande de la génératrice.

### **Banc d'essai à vapeur d'eau**

Au début, des tests de performance de la turbine avaient été prévus pour un fonctionnement à la vapeur d'eau. Le travail de préparation du banc d'essai à la vapeur d'eau a été conséquent au niveau de la tuyauterie, de l'instrumentation, des systèmes de commande et acquisition et surtout des essais de séparation d'eau et d'huile de lubrification. Ces derniers ont montré à quel point il est difficile d'obtenir des conditions de fonctionnement stables et robustes lorsque l'eau est utilisée en combinaison avec de l'huile de lubrification des turbines. Les difficultés rencontrées à trouver une huile convenable, le nombre de composants élevé de la machine, la complexité du contrôle de ces composants (pompes d'huile de lubrification), le risque plus élevé d'infiltration d'air et l'impossibilité de confiner de l'huile à une partie du circuit sont l'ensemble des inconvénients qui ont retardés le projet et qu'il faut comparer avec les avantages de l'utilisation d'un fluide organique.

Ainsi bien que les tests de la turbine n'ont pas pu être effectués avec l'eau comme fluide de travail, un banc d'essai à air chaud a pu être alternativement mis en place pour obtenir des résultats de performance de la turbine, même si ces essais sont limités à une pression maximale de 15 bars.

### **Evaluation des performances de la turbine**

Le rendement global de la turbine HP testée en mode mono-étagé est de l'ordre de 60%. Ce rendement est satisfaisant pour cette gamme de puissances et surtout pour les conditions de fonctionnement à l'air avec des rapports pression limités (de l'ordre de 5.0 à 6.4). Ces tests de turbine mono-étagée ont pu être effectués sur toute sa plage de puissance avec une production électrique située entre 0.5 et 2.5 kW, et ceci conformément aux espérances. Ces résultats sont fortement sensibles aux conditions d'huile de lubrification dans les volutes.

Le régime de la génératrice a pu être varié entre 3000 et 6000 rpm par un organe de contrôle et régulation lié au système de gestion du cycle. Un rendement de la génératrice de l'ordre de 93% est obtenu au point nominal. L'unité scroll a travaillé jusqu'à une température de 190°C pendant plusieurs heures sans détérioration ou serrage des composants. L'élévation de cette température d'entrée jusqu'à 250°C est

possible si l'on utilise des composants appropriés au niveau du banc d'essai (tenu en température des vannes).

Au niveau des performances du module bi-étagée, les premiers résultats obtenus par un fonctionnement en charge partielle ont montré des performances de rendement de l'ordre de 20-30%. Une puissance électrique d'environ 2kW est atteinte pour une valeur de pression de l'ordre de 15 bars en entrée de turbine. Ces résultats ne sont pas défavorables si l'on sait que les rapports de pression de fonctionnement sont faibles par rapport aux conditions optimales d'utilisation des modules. Les pertes par inadaptations sont alors élevées. Un plus grand rapport de pression permettrait d'améliorer significativement les performances des modules en mode bi-étagé. En dépit de ces performances moindres à cause des faibles rapports de pression, les essais sur la machine bi-étagée ont apporté une satisfaction opérationnelle au niveau du concept.

Il apparaît enfin de toutes ces mesures que, pour des pressions de fonctionnement en dessous des 15 bars, il serait souhaitable de fonctionner en mode mono-étagé simple qu'en mode bi-étagée.

## **7.2 Problèmes rencontrés**

Les tests ont mis en évidence les limitations suivantes :

Un banc d'essai à cycle ouvert, tel que celui à air comprimé, nécessite une réserve de gaz à haute pression importante ou un compresseur de taille relativement importante. Sans cela, les pressions atteignables sont relativement basses et inappropriées pour tester une machine construite pour de haut rapport de pression.

La quantité d'huile dans les volutes et dans les paliers joue un rôle significatif. L'utilisation d'une seule pompe à huile pour les deux circuits (paliers et volutes) limite l'évaluation des plages de fonctionnement optimales.

Le couplage de la machine au réseau électrique permet d'évaluer le comportement de la machine et du système entier au moment du couplage et pour des cas de charge partielle. Néanmoins, pour l'évaluation des performances, l'électronique de couplage et de régulation de la vitesse n'offre pas la flexibilité de travailler dans de bas régimes (<3000 tr/min) ou de mesurer précisément la puissance produite par le générateur.

Pour des raisons de coûts, des débitmètres à flotteur ont été installés sur ce banc d'essai. La lecture non automatisée des données par débitmètre à flotteur n'offre pas la possibilité de suivre en temps réel les débits, augmente l'imprécision des valeurs lues et limite l'analyse des résultats.

Le coefficient de remplissage a pu être corrélé avec les paramètres de vitesse de rotation, de différence de pression ainsi que de concentration d'huile. Il présente cependant des valeurs relativement élevées qui vont devenir encore plus grandes pour des rapports de pression plus adaptés à la machine. Ainsi, il semble nécessaire de réviser la machine pour réduire ce coefficient de remplissage. Un contrôle des surfaces de contact, des surfaces d'étanchéité, des chanfreins et fonds de gorge doit être effectué. De plus un contrôle du modèle doit être effectué pour vérifier les conditions mécaniques nécessaires au bon fonctionnement du système de positionnement axial et radial.

La température maximale mesurée à l'entrée de la turbine en fonctionnement est de 190°C. Des instabilités de démarrage ont été observées et révèlent un dysfonctionnement du palier axial dans ces conditions. Les questions de dilatation des matériaux et de positionnement des joints doivent être étudiées de manière plus approfondie.

## **7.3 Les prochaines étapes**

### **Comportement au redémarrage à haute température**

La turbine doit être modifiée pour améliorer son comportement au démarrage à haute température. Pour ce faire, des essais avec mesure de température plus précise sur le palier axial, ainsi que sur les pressions dans le carter doivent être effectués afin de localiser les joints pour lesquels une fuite peut avoir lieu.

Ensuite, une analyse fine des profils ainsi que des pièces composant le palier axial doit être effectuée pour identifier les problèmes de dilatation thermique possibles. Selon les résultats de cette analyse, une modification doit être apportée aux pièces existantes, le cas échéant de nouvelles pièces doivent être dimensionnées. De nouveaux tests doivent valider la solution ou l'amélioration apportée par la modification.

### **Amélioration du coefficient de remplissage**

La turbine scroll doit être modifiée pour réduire le coefficient de remplissage. Des mesures dynamiques de pression dans les dernières chambres peuvent aisément être menées, car les orifices pour ces mesures ont déjà été prévus lors du dimensionnement de la machine. De plus, des tests à rotor bloqué peuvent être aussi rapidement conduits. Ces tests permettent de mesurer les améliorations apportées par des modifications de pièces, de revêtement ou de fluide. Suite à ces tests, le dimensionnement des volutes, et des pièces de positionnement utilisées dans le palier axial et radial doit être revu, construit et testé.

### **Réexamen théorique et expérimentale du rôle de l'huile dans les volutes**

Une analyse théorique plus fine sur le rôle de l'huile doit être effectuée y compris dans une approche d'analyse exergétique des cycles. Pour ce Mesure du déséquilibre thermodynamique entre air et huile à l'échappement.

### **Equilibrage à haute vitesse**

Un travail complémentaire doit être effectué pour examiner le rôle de l'équilibrage sur le comportement de la turbine à haute vitesse.

### **Essai à plus haute pression de fonctionnement**

Le banc d'essai doit être modifié pour pouvoir effectuer des tests continus à haute pression (entre 20 et 25 bar). L'utilisation de l'air permet d'utiliser le banc d'essai actuel et d'effectuer rapidement des modifications sur la machine. Pour cela, il faudra investir dans un compresseur à haute pression ou procéder à une location d'un compresseur (exemple 21 bars) pour effectuer les tests. Cette dernière solution permettrait d'accélérer les tests et modifications nécessaires à l'amélioration de la turbine bi-étagée. Ce choix doit faire l'objet d'une pondération des avantages et inconvénients de l'une ou l'autre voie.

### **Mesures d'amélioration du banc essai**

Le banc d'essai doit être muni de débitmètres de mesure avec signaux électriques de sortie, permettant un enregistrement continu des données effectuées sur la machine. De plus, le circuit d'huile doit être tel que les débits d'huile dans les paliers et celui dans les volutes peuvent être indépendamment contrôlés. Finalement, la mesure puissance électrique devra être effectuée par un système résistif et wattmètre. Cette



électronique existe déjà, mais il faut encore monter le wattmètre et la connexion sur les cartes de lecture du PLC. Le choix des diamètres nominaux s'effectuera selon les résultats d'analyse des possibilités de réduire le coefficient de remplissage.

### **Série de mesure sur une boucle réelle à réfrigérant**

Ayant amélioré la turbine sur la base des points mentionnés ci-dessus, une nouvelle série de mesure doit être effectuée sur une boucle réelle à réfrigérant organique. Les mesures à l'air permettent de quantifier rapidement les performances de la turbine, mais les résultats ne seront pas facilement transférables sur un cycle à réfrigérant, car la constante  $\kappa$  de l'air diffère sensiblement entre ces deux types de fluides. Une boucle réelle à réfrigérant semble être le chemin le plus aisé en direction d'un produit.

## **8. Références bibliographiques**

- [1] Zanelli R., Favrat D.: Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator. 12th Int. Compressor Engineering Conf., Purdue, USA (1994)
- [2] Allani, Y., Favrat D., Kane M., Zanelli R. et al. : CSIP3, Projet détaillé d'une mini-centrale pilote électro-thermo-solaire de 10 kWe : Capteur solaire extra-plat, Turbine Scroll, Dimensionnement et Etude de charge partielle. Rapport final pour OFEN, (1997)
- [3] Kane M., Brand F., Favrat D. : SPS - Projet d'une mini-centrale pilote à turbine Scroll de 10 kW – Partie A: Centrale Solaire Hybride. ETDE-Energy Technology Data Exchange, IEA. Final Report, Swiss Federal Office of Energy (OFEN), ENET, CH-3003 Bern, Switzerland, (1999)
- [4] Kane M., Gay B. : Projet Nant-de-Châtillon – Production d'électricité par ORC à partir de rejets de chaleur du site de méthanisation de Châtillon. Rapport ScanE, Genève (2005)
- [5] Zanelli R.: Modélisation de la géométrie scroll, Rapport interne LENI, EPFL, Lausanne, (1995)
- [6] P. Howell, Fluid mechanical modelling of the scroll compressor, University of Oxford, Mathematical Institute, Oxford
- [7] R.W. Barber & Co. The influence of Knudsen number on the hydrodynamic development length within parallel plate micro-channels, Advances in Fluid Mechanics IV, WIT Press, Southampton, UK, 2002. pp. 207-216
- [8] ISO 2953, Mechanical vibration Balancing machines Description and evaluation