



HAL
open science

Etude numérique et expérimentale de la détente des gaz denses dans les turbines radiales ORC.

Tchable-Nan Djaname

► To cite this version:

Tchable-Nan Djaname. Etude numérique et expérimentale de la détente des gaz denses dans les turbines radiales ORC.. Energie électrique. HESAM Université, 2023. Français. NNT : 2023HESAE028 . tel-04403903

HAL Id: tel-04403903

<https://pastel.hal.science/tel-04403903>

Submitted on 18 Jan 2024

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES ET MÉTIERS DE L'INGÉNIEUR
Laboratoire d'Ingénierie des Fluides et des Systèmes Énergétiques
(LIFSE) - Campus de Paris

THÈSE

Présentée par **Tchable-Nan DJANAME**

Soutenue le **13 avril 2023**

Pour obtenir le grade de **Docteur d'HESAM Université**

Préparée à l'**École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers**

Spécialité : **Énergétique**

**Etude numérique et expérimentale de la détente des gaz
denses dans les turbines radiales ORC**

THÈSE dirigée par :

M. DELIGANT Michael

et co-dirigée par :

M. BAKIR Farid

Mme. Céline MORIN

M. Pascal CHESSE

M. Alain LEFEBVRE

M. Christophe MARVILLET

Mme. Emilie SAURET

M. Michael DELIGANT

M. Farid BAKIR

Professeure, Université Polytechnique Hauts-de-France

Professeur, Ecole Centrale Nantes

Docteur, Safran Tech

Professeur, Le Cnam

Professeure, Queensland University of Technology

MC-HDR, Arts et Métiers

Professeur, Arts et Métiers

Jury

Présidente

Rapporteur

Rapporteur

Examinateur

Examinatrice

Directeur

Co-directeur

**T
H
È
S
E**

A mon bien-aimé père défunt, à la vie d'une mère.

Remerciements

Cette thèse est certes le fruit de plusieurs années d'efforts personnels, mais pas uniquement. C'est aussi le fruit d'une collaboration avec d'autres chercheurs, le fruit d'une interaction avec un environnement. Envers toutes les personnes de la collaboration et de mon environnement, je suis reconnaissant.

Mes remerciements vont tout d'abord à mes deux directeurs de thèse Dr. Michael DELIGANT et Pr. Farid BAKIR qui ont toujours été présents durant ces travaux de thèse. Ils ont su durant ces trois années et demie me montrer l'étendue des possibles ainsi que le chemin parcouru, tout ceci avec un grand humanisme. Mes remerciements sont ensuite adressés aux membres du jury qui ont accepté d'évaluer mes travaux. Merci aux rapporteurs Pr. Pascal CHESSE et Dr. Alain LEFEBVRE, merci à la présidente Pr. Céline MORIN, merci aux examinateurs Pr. Christophe MARVILLET et Pr. Émilie SAURET.

Je suis également reconnaissant envers les collègues du laboratoire LIFSE m'ayant aidé tant dans les simulations numériques que dans la conception du dispositif expérimental. Je pense particulièrement à Moises SOLIS, Thang NGUYEN, Brahim ABED, Alfred BOYER, Jocelyn MISTIGRES et Marc JOULIN. Je remercie également tout le personnel du laboratoire LIFSE. En premier, le directeur du laboratoire Sofiane KHELLADI pour la création d'une atmosphère de travail. En second, tous les enseignants chercheurs Smaine KOUIDRI, Florent RAVELET, Michael PEREIRA, Amélie DANLOS, Tommaso CAPURSO. Enfin, tous les doctorants, docteurs et ingénieurs que j'ai pu côtoyer durant ces années de recherches : Théodore MAGNE, Aurélie NICOLAU, Ehsan DEHNAVI, Richard PARIDAENS.

Enfin je manifeste ma gratitude envers la vie et mes bien-aimés parents. Des parents qui dès l'enfance ont été exigeants, m'incitant au travail assidu. Des parents qui ont été d'un soutien inconditionnel, me faisant toujours confiance. Une mère qui malgré la distance physique a su me consoler et me motiver. Un père qui a toujours stimulé ma curiosité.

REMERCIEMENTS

REMERCIEMENTS

REMERCIEMENTS

Résumé

Le réchauffement climatique actuel dû à notre forte consommation des énergies fossiles depuis la révolution industrielle a conduit à un impératif : réduire la consommation de ces dernières. Cette réduction passe par la sobriété énergétique ainsi que l'optimisation de tous les systèmes énergétiques. Une partie non négligeable de l'énergie produite n'est pas utilisée et se retrouve rejetée dans la nature. Cette énergie perdue est désignée par les termes « effluents thermiques » ou « chaleurs fatales ». Les sources de chaleurs fatales sont constituées d'une part de rejets industriels (process chimiques, métallurgie, cimenterie, verrerie, ...) et d'autre part de rejets individuels (automobiles, chaudières, ...). Les cycles de Rankine/Hirn en fluide organique (ORC) sont un moyen efficace de production électrique via la conversion des chaleurs fatales à basse et moyenne température. Rien qu'en Europe, le potentiel électrique récupérable des pertes industrielles est estimé à plusieurs gigawatts.

L'analyse des travaux menés tant sur les cycles (architecture, nature, ...) que sur les divers composants (pompe, échangeurs, turbine et fluide) conclut à la nécessité de mettre l'accent sur la turbine d'une manière générale et les turbines radiales en particulier. En effet, ces dernières sont les mieux adaptées aux petites installations compactes et l'amélioration de leurs performances conduit à l'augmentation de la puissance utile. Par ailleurs, la réduction du coût de développement d'une turbine (qui peut représenter la moitié du coût d'une installation) doperait sans doute l'attractivité des ORC. Cette réduction passe par le développement de méthodologies de design simples et robustes de ce composant clé et l'accroissement de son rendement.

Les méthodologies actuelles de design des turbines ORC sont basées sur celles des turbines classiques fonctionnant à l'air. Or dans les ORC, le gaz peut avoir un comportement et ou une dynamique s'écartant de ceux du gaz idéal. On parle alors de gaz dense ou réel. Cette nature est atteinte lorsque le facteur de compressibilité est inférieur à l'unité. Les corrélations classiques s'avèrent ne plus être adaptées dans cette configuration. D'où la nécessité de nouveaux modèles mis en avant dans divers

travaux numériques. Cependant peu ou quasiment pas de données expérimentales sont disponibles pour la validation de ces travaux.

Dans ce travail de thèse, nous avons mis en place un dispositif expérimental ORC afin de caractériser expérimentalement la détente des gaz denses dans les turbines radiales. Pour ce faire, la conception d'une turbine radiale de quelques kilowatts fonctionnant avec trois fluides différents a été réalisée. Une modélisation du cycle a permis de sélectionner les fluides de travail et les plages de fonctionnement de la turbine. Les conditions de fonctionnement correspondent à une plage dans laquelle le gaz n'est pas idéal. Numériquement une méthodologie de design et d'analyse des performances par la ligne moyenne via les modèles de pertes a été développée. Ont été également traités la modélisation de la détente avec un langage acausal et la similitude dans les turbines à gaz dense. Les simulations 3D CFD ont été conduites avec une étude de l'influence sur les performances de la turbine des jeux, de la rugosité, du modèle de gaz et du type de stator. Ces simulations ont permis l'établissement de la carte de performances de la turbine pour chaque fluide.

L'analyse par la ligne moyenne a permis d'établir que la turbine a un rendement atteignant les 82.4%. Une bonne concordance entre les résultats CFD et le code 0D est observée. Les écarts entre la CFD et la prédiction 0D sont de 4.87% pour le débit et de 6.5 % pour le rendement. Les essais expérimentaux ont permis de dissiper par pics une puissance d'environ 1 kW. Les résultats expérimentaux présentent une similitude avec les résultats numériques. Les écarts sont de l'ordre de 8.7% en termes de débit entre la CFD et les expérimentations.

La réduction des coûts passe aussi par l'adaptation des machines classiques existantes. En ce sens, une analyse CFD des performances d'un compresseur utilisé comme turbine ORC a été faite. Les résultats numériques de la turbine classique adaptée montrent un rendement maximal de 60.5%.

Mots-clés : ORC, turbine radiale, chaleurs fatales, gaz dense, modélisation 0D/CFD.

RESUME

RESUME

Abstract

The current global warming due to our high consumption of fossil fuels since the industrial revolution has led to an obligation to reduce fossil fuel consumption. This requires energy sobriety and the optimization of all energy systems. A non insignificant part of the energy produced is not used and ends up back in nature. This lost energy is referred to as "thermal effluent" or "waste heat". Sources of waste heat include industrial waste (chemical processes, metallurgy, cement, etc.) and individual waste (automobiles, boilers, etc.). Organic Rankine/Hirn cycles (ORC) are an efficient way of producing electricity by converting low- and medium-temperature waste heat. In Europe alone, the recoverable electrical potential of industrial losses is estimated at several gigawatts.

Analysis of the work conducted both on cycles (architecture, nature, etc.) and on the components (pump, exchangers, expander and fluid) concludes that it is necessary to focus on the turbine in general, and radial turbines in particular. In fact, radial turbines are best suited to small, compact installations, and improving their performance leads to higher power output. In addition, reducing the development cost of a turbine (which can represent half the cost of a plant) would certainly boost the attractiveness of ORCs. This can be achieved by developing simple, robust design methodologies for the turbine, and by enhancing its efficiency.

Current ORC turbine design approaches are based on those used for conventional air turbines. However, in ORC turbines, the gas may behave or have characteristics that deviate from ideal gas. This is called "real gas". This is achieved when the compressibility factor is less than unity. Classical correlations are no longer appropriate in this configuration. New models are therefore needed, and have been put forward in various numerical works. However, little or no experimental data are available to validate this work.

In this thesis work, we set up an ORC experimental apparatus to characterize the expansion of real

ABSTRACT

gases in radial turbines. To this end, we designed a radial turbine of a few kilowatts operating with three different fluids. Cycle modeling was used to choose the working fluids and the turbine's operating ranges. The operating conditions correspond to a region in which the gas is not ideal. Numerically, a methodology for design and performance analysis using the mean line and loss models was developed. Also treated were expansion modeling using a Modelica-based language, and similitude in dense gas turbines. 3D CFD simulations were carried out, with a study of the influence of clearances, roughness, gas model and stator type on turbine performance. These simulations were used to establish a turbine performance chart for each fluid.

The mean line analysis showed that the turbine has an efficiency of up to 82.4%. There was good agreement between the CFD results and the 0D code. The discrepancies between CFD and 0D prediction are 4.87% for flow and 6.5% for efficiency. The experimental tests resulted in peak power dissipation of approximately 1 kWe. The experimental results are quite similar to the numerical ones. The differences between CFD and experimental results are of the order of 8.7% in terms of mass flow.

Cost reduction also involves adapting existing conventional machines. To this end, a CFD analysis of the performance of a compressor used as an ORC expander was carried out. Numerical results for the adapted conventional turbine show a maximum efficiency of 60.5%.

Keywords : ORC, small radial inflow turbine, low-grade waste heat recovery, real gas, meanline analysis.

Table des matières

Remerciements	5
Résumé	9
Abstract	13
Liste des tableaux	20
Liste des figures	28
1 Introduction générale	29
1.1 Le contexte énergétique et environnemental	30
1.2 Les ORC et la valorisation des chaleurs fatales	31
1.3 Les problématiques liées aux ORC	33
1.3.1 État de l’art sur les cycles, les fluides de travail et les composants	34
1.3.2 Le besoin des nouvelles méthodologies de design	39
1.4 Les effets gaz denses dans les turbines radiales	43
1.5 La nécessité de données expérimentales	46
1.6 L’objectif et la structure de la thèse	49
2 Dispositif expérimental	51
2.1 Présentation du banc d’essai ORC	52

TABLE DES MATIÈRES

2.1.1	Vue d'ensemble du banc d'essai	52
2.1.2	Caractéristiques des composants du banc	53
2.2	Sélection des fluides de travail	58
2.2.1	Présélection des fluides : Classe ASHRAE, ODP et GWP	59
2.2.2	Sélection finale : propriétés thermodynamiques	61
2.3	Sélection des plages de fonctionnement	65
2.3.1	Modélisation thermodynamique du cycle	65
2.3.2	Sélection des plages de fonctionnement	71
2.4	Choix d'une turbine classique GT15	73
2.4.1	Caractéristiques de la turbine GT15	73
2.4.2	Choix du point de fonctionnement de la turbine GT15	74
3	Dimensionnement et prédiction des performances de la turbine MF21	77
3.1	Dimensionnement aéro thermodynamique de la turbine MF21	78
3.1.1	Design du rotor	79
3.1.2	Design de la volute	82
3.1.3	Géométrie finale et points de fonctionnement de la turbine MF21	84
3.2	Analyse des performances par une approche ligne moyenne	86
3.2.1	Méthode directe OD	86
3.2.2	Modèles de pertes	88
3.2.3	Performances de la turbine	91
3.2.4	Répartition des pertes dans la turbine	93
3.3	Modélisation système acausale de la turbine MF21	98
3.4	Similitudes en gaz denses de la turbine MF21.	99
4	Etude numérique CFD 3D	103
4.1	Choix des paramètres de simulation CFD	104

TABLE DES MATIÈRES

4.1.1	Modèle de turbulence	104
4.1.2	Traitement de l'interface	105
4.1.3	Modèles de gaz	106
4.1.4	Convergence en maillage	111
4.2	Simulations numériques CFD de la turbine MF21	113
4.2.1	Influence de la rugosité	113
4.2.2	Effet des jeux avant et arrière	114
4.2.3	Effet du stator lisse ou aubé	116
4.2.4	Effet de la vitesse de rotation	118
4.2.5	Courbes de performances CFD de la turbine MF21	119
4.3	Comparaison des résultats de la CFD et du modèle 0D	127
4.4	Simulations numériques CFD de la turbine GT15	134
5	Conception mécanique et étude expérimentale	139
5.1	Conception mécanique des turbines MF21 et GT15	140
5.1.1	Analyse des échanges thermiques	140
5.1.2	Assemblage et choix des pièces	141
5.1.3	Analyse modale et structurelle des composants des turbines	144
5.2	Instrumentation et acquisition du banc	150
5.3	Mise en marche, arrêt et contrôle du cycle	153
5.3.1	Démarrage, contrôle et arrêt du cycle	153
5.3.2	Correction de la vitesse et du débit	156
5.4	Etude de la dynamique du cycle	157
5.5	Essais expérimentaux de la turbine MF21	159
5.6	Comparaison CFD-Essais	161
6	Conclusions-Perspectives	167

TABLE DES MATIÈRES

6.1	Conclusions	168
6.2	Perspectives	170
	Bibliographie	173
	A Théorèmes-Equations	195
A.1	Théorème des turbomachines	195
A.2	Equations d'état de Helmholtz	197
A.3	Modélisation de la turbulence	197
	B Sur les travaux numériques	201
B.1	Constantes de la modélisation du jeu arrière	201
B.2	Répartition des pertes à diverses vitesses de rotations	201
B.3	Représentation de la table de densité dans la modélisation HEOS	208
B.4	Traitement des parois rugueuses	208
B.5	Comparaison des résultats de la CFD et du code 0D	208
	C Sur les travaux expérimentaux	211
C.1	Conception mécanique du banc à montage direct	211
C.2	Réglage du système de freinage	212
C.3	Visualisation de l'acquisition LabView	213
	D Nomenclature	215
D.1	Liste des acronymes	215
D.2	Liste des symboles	216

Liste des tableaux

2.1	Classement ASHRAE des fluides	60
2.2	Fluides pré-sélectionnés regroupés par famille.	61
2.3	Température d'évaporation des fluides à 14.5 bar.	63
2.4	Caractéristiques des fluides sélectionnées.	64
2.5	Limites inférieures et supérieures des paramètres dans le choix des points de fonctionnement	71
2.6	Points de fonctionnement correspondant aux trois fluides	72
2.7	Caractéristiques géométriques de la Garrett GT1544V.	74
2.8	Conditions de fonctionnement correspondants à la turbine GT15 avec le SES36	75
3.1	Caractéristiques géométriques de la turbine MF21	85
3.2	Conditions de fonctionnement de la turbine MF21 pour les fluides SES36, R1233zd(E) et NOVEC649	85
4.1	Constantes du modèle basique $k - \omega$	105
4.2	Performance de la turbine MF21 en fonction du type d'interface utilisée : simulations conduites avec le SES36 à 30 000 RPM.	106
4.3	Comparaison de simulations à viscosité variable et à viscosité constante pour la turbine MF21	110
4.4	Ecart entre les simulations issues des tables d'interpolation et l'équation d'état de Peng-Robinson.	111

LISTE DES TABLEAUX

4.5	Propriétés utilisées pour les différents fluides dans le modèle de Peng-Robinson.	112
4.6	Effet de la rugosité sur les performances de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30 000 RPM.	114
4.7	Effet du jeu avant sur les performances de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 au point de design pour un jeu arrière de 2 mm.	114
4.8	Effet du jeu arrière sur les performances de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 au point de design pour un jeu avant de 0.2 mm.	115
4.9	Propriétés du SES36 avec le modèle de Peng-Robinson pour la simulation de la turbine GT15	134
4.10	Convergence en maillage sur le turbine GT15 au point de fonctionnement.	134
5.1	Calcul des caractéristiques de l'échange thermique dans l'évaporateur.	140
5.2	Calcul des caractéristiques de l'échange thermique dans le condenseur.	141
5.3	Efforts maxima sur le rotor pour diverses vitesses de rotation et divers fluides.	141
5.4	Calcul des roulements : durée de vie et graissage.	143
5.5	Caractéristiques des garnitures d'étanchéité.	144
5.6	Les cinq premiers modes propres de l'arbre avant de la turbine MF21	148
5.7	Les cinq premiers modes propres de l'arbre arrière et de l'arbre avant de la turbine GT15.	149
5.8	Caractéristiques de divers capteurs utilisés pour l'acquisition	151
A.1	Constantes du modèle basique $k - \omega$	199

Table des figures

1.1	Schéma d'une installation ORC et courbes de saturation de divers fluides	32
1.2	Répartition de la recherche dans les ORC [14].	34
1.3	Corrélation de Chen et Baines [127] utilisée pour le design des turbines et retracée par Lauriau[128]	40
1.4	Nouvelle corrélation $n_s - d_s$ pour le R134a proposée par Mounier [148]	41
1.5	Corrélation de DaLio [155] donnant la carte du rendement pour (a) un faible rapport et (b) un grand rapport de débit volumétrique et de diamètre spécifique.	43
1.6	Facteur de compressibilité et classification du gaz selon sa nature.	44
1.7	Écarts entre CFD et expérience dans la zone gaz dense : Spinelli [158]	45
1.8	Part des travaux expérimentaux dans les ORC [183]	47
1.9	Écart entre design, CFD et expérience [136]	48
2.1	Représentation 3D du banc d'essais ORC. En (1) la génératrice, (2) la turbine , (3) la pompe, (4) l'évaporateur, (5) le condenseur, (6) le débitmètre, (7) le variateur, (8) la bouteille d'air comprimé/réfrigérant, (9) le système d'acquisition, (10) le banc de charge, (11) le brûleur, (12) le réservoir d'huile, (13) la pompe à huile, (14) la soufflante, (15) le circuit du réfrigérant, (16) le circuit d'huile, (17) le circuit d'eau.	53
2.2	Caractéristiques de la pompe péristaltique fournies par le constructeur.	54
2.3	Description de la pompe péristaltique	54
2.4	Caractéristiques de la broche électrique	55
2.5	Caractéristiques de la broche électrique	56

TABLE DES FIGURES

2.6	Circulation des fluides à travers l'évaporateur et le condenseur.	57
2.7	Évolution de la perte de charge en fonction du débit dans l'évaporateur.	57
2.8	Critères de sélection des fluides de travail dans les installations ORC.	59
2.9	Procédure de sélection des fluides de travail	59
2.10	Courbe de saturation des différents fluides pré-sélectionnés.	62
2.11	Classification des fluides en fonction de la pente de la courbe de saturation.	62
2.12	Potentielles plages de fonctionnement du cycles avec le SES36, le R1233zd(E) et le NOVEC649.	65
2.13	Cycle modélisé avec points correspondants	66
2.14	Caractéristiques de la turbine et du cycle pour le SES36 à divers taux de détente. . .	68
2.15	Caractéristiques de la turbine et du cycle pour le NOVEC649 à divers taux de détente. .	69
2.16	Caractéristiques de la turbine et du cycle pour le R1233zd(E) à divers taux de détente. .	70
2.17	Caractéristiques de la turbine après application partielle des filtres	72
2.18	Carte de performances du compresseur Garrett GT1544V	73
2.19	Rotor et volute de la Garrett GT1544V	74
3.1	Organigramme général des travaux numériques	78
3.2	Représentation de la turbine ainsi que sa nomenclature	79
3.3	Méthodologie de design du rotor par la méthode inverse.	80
3.4	Courbes de performance généralisée [131].	81
3.5	Triangle de vitesses en entrée (gauche) et en sortie (droite) du rotor	82
3.6	Procédure de design de la volute	83
3.7	Représentation de la volute	83
3.8	Représentation 3D de la turbine MF21.	84
3.9	Cycles thermodynamiques correspondant aux trois fluides.	86

TABLE DES FIGURES

3.10	Ecart entre le processus de détente isentropique et réelle à travers la turbine. Voir la figure 3.2 pour la numérotation	87
3.11	Procédure d'analyse des performances de la turbine par la méthode directe	87
3.12	Localisation des différentes pertes dans le rotor d'après le schéma de Persky et Sauret [172]	89
3.13	Performances de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à diverses vitesses de rotation : en train plein le débit et en discontinu le rendement.	91
3.14	Performances de la turbine MF21 fonctionnant avec le R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation : en train plein le débit et en discontinu le rendement.	92
3.15	Performances de la turbine MF21 fonctionnant avec le Novec649 à diverses vitesses de rotation : en train plein le débit et en discontinu le rendement	93
3.16	Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine fonctionnant au SES36 à 30000 RPM.	94
3.17	Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine fonctionnant au R1233zd(E) à 36000 RPM.	94
3.18	Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine fonctionnant au NOVEC649 à 25000 RPM.	95
3.19	Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant avec SES36 à 30 000 RPM.	96
3.20	Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant avec R1233zd(E) à 36 000 RPM.	96
3.21	Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant avec Novec649 à 25 000 RPM.	97
3.22	Schéma de la modélisation de la turbine MF21 par une approche acausale avec Open-Modelica.	98
3.23	Comparaison entre approche acausale et méthode directe : performance de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30 000 RPM.	99
3.24	Prédiction du rendement de la turbine pour les trois fluides en similitude	101

TABLE DES FIGURES

3.25	Débit équivalent π_2 de la turbine pour les trois fluides en similitude	101
4.1	Erreurs de prédiction de la densité le long d'une isentrope entre l'équation d'état de Peng-Robinson et celle de Helmholtz pour le SES36, le R1233zd(E) et le NOVEC649.	109
4.2	Convergence de la puissance pour l'équation d'état de Peng-Robinson et l'équation de Helmholtz.	110
4.3	Visualisation du maillage de la turbine MF21 avec les surfaces d'extrusion	112
4.4	Convergence en maillage de la turbine MF21 avec le SES36 à 30 000 RPM.	112
4.5	Cartographie du Y^+ en paroi de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30 000 RPM.	113
4.6	Topologie de l'écoulement pour des jeux avant de 0.2 mm et 0.5 mm de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 au point de design.	115
4.7	Topologie de l'écoulement pour des jeux arrière de 0.2 mm et 2 mm de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 au point de design.	116
4.8	Effet du stator lisse et du stator aubé sur les performances de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à 30 000 RPM.	117
4.9	Effet du stator lisse et du stator aubé sur la topologie de l'écoulement de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à 30 000 RPM	118
4.10	Performances CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36, le R1233zd(E) et le Novec649 au point de design à différentes vitesses de rotation. En trait continu le débit et en trait discontinu le rendement.	119
4.11	Performances CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à diverses vitesses de rotation.	120
4.12	Champ du facteur de compressibilité, de vitesse et de pression pour la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 au point de design.	121
4.13	Performances CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation.	122

TABLE DES FIGURES

4.14	Champ du facteur de compressibilité de vitesse et de pression pour la turbine au R1233zd(E) au point de design.	123
4.15	Performances CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le Novvec649 à divers vitesses de rotation. En trait continu le débit et en trait discontinu le rendement.	124
4.16	Champ du facteur de compressibilité de vitesse et de pression pour la turbine MF21 au NOVEC649 au point de design	125
4.17	Chargement des aubes de la turbine MF21 pour le SES36, le R1233zd(E) et le Novvec649 à leurs points de design respectifs. La numérotation des aubes commencent au niveau du bec de volute et va croissante dans le sens anti-horaire.	126
4.18	Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30000 RPM.	127
4.19	Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à diverses vitesses de rotation.	128
4.20	Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le R1233zd(E) à 36 000 RPM.	129
4.21	Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation	130
4.22	Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD pour le NOVEC649 à 25 000 RPM.	131
4.23	Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le NOVEC649 à diverses vitesses de rotation	132
4.24	Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30000 RPM. En trait plein le design et en pointillé la CFD.	133
4.25	Y+ en paroi et maillage de la turbine GT15 fonctionnant au SES36 à 35 000 RPM. . .	135
4.26	Performances CFD de la turbine GT15 fonctionnant avec le SES36 au point de design à différentes vitesses de rotation.	135
4.27	Champ du facteur de compressibilité de vitesse et de pression pour la turbine GT15 au SES36 au point de design	136

TABLE DES FIGURES

4.28	Performances CFD de la turbine GT15 fonctionnant avec le SES36 à diverses vitesses de rotation. En ligne continue le débit et en ligne discontinue le rendement.	137
5.1	Représentation de l'assemblage turbine MF21. En (1) la génératrice, en (2) le support de la génératrice, (3) le porte outil, en (4) l'accouplement, en (5) le support du système, en (6) la volute contenant le rotor, le système d'étanchéité et les roulements.	142
5.2	Vue de coupe et vue détaillée de l'assemblage de la turbine MF21. En (1) la génératrice, (3) le porte outil, (7) l'arbre arrière, (4) l'accouplement, (8) l'écrou de serrage du roulement, (9) la rondelle de serrage du roulement, (10) les roulements, (11) les garnitures d'étanchéité, (12) la volute arrière, (13) la rondelle de réglage du jeu arrière, (14) le rotor, (15) la volute avant, (16) l'arbre avant et (17) l'écrou de serrage du rotor.	143
5.3	Volutes de la turbine usinées dans le bloc	144
5.4	Pièces annexes de la conception	144
5.5	Contraintes et déplacements du rotor de la turbine MF21 en acier sous l'effet de la force centrifuge, de la pression et de la température.	146
5.6	Contraintes et déplacements de l'arbre avant de la turbine MF21 sous l'effet de la force centrifuge, de la masse et de la température.	147
5.7	Contraintes et déplacements de l'arbre arrière sous l'effet de la force centrifuge, de la masse et de la température.	147
5.8	Contraintes et déplacements de l'arbre de la turbine GT15 sous l'effet de la force centrifuge, de la masse et de la température.	148
5.9	Déplacements et contraintes liés au premier mode de l'arbre avant de la turbine MF21.	149
5.10	Détail du bloc turbo-générateur de la turbine MF21. En (1) la broche électrique, en (2) le porte outil et l'accouplement, en (3) le bloc turbine composé de la volute, du rotor et des garnitures ainsi que roulements, en (4) les capteurs pression-température en sortie de la turbine.	149
5.11	Schéma du banc ORC montrant les capteurs, les composants ainsi que le sens de circulation des fluides	150
5.12	Procédure du traitement des données d'acquisition	151

TABLE DES FIGURES

5.13	Effet du lissage et du calcul de moyenne dans la réduction du bruit	152
5.14	Photo générale du banc ORC avec les différents composants. En (1) le circuit d’huile, en (2) le circuit réfrigérant, en (3) le circuit d’eau, en (4) le bloc turbo-générateur, en (5) la pompe, en (6) l’évaporateur, en (7) le condenseur, en (8) le débitmètre, en (9) la vanne by-pass, en (10) la vanne en sortie turbine et en (11) la vanne d’eau.	154
5.15	Évolution des grandeurs physiques lors du démarrage et de l’arrêt du cycle fonctionnant au SES36 avec la turbine MF21.	155
5.16	Évolutions des paramètres décrivant la dynamique du cycle fonctionnant au SES36 avec la turbine MF21.	158
5.17	Courbe de débits corrigés de la turbine MF21 à 24 000 RPM et 27 000 RPM	160
5.18	Comparaison entre CFD et expérimentation de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à diverses vitesses de rotation.	162
5.19	Comparaison entre CFD et expérimentation de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 dans les mêmes conditions à diverses vitesses	164
5.20	Rendement global de la turbine MF21 à 27 000 RPM pour des débits de 0.34 kg/s et 0.4 kg/s.	165
A.1	Volume fluide (à gauche) et vue de face (à droite) de la turbine.	195
A.2	Décomposition des vitesses en entrée du rotor	196
B.1	Constantes C, m et n en fonction du régime d’écoulement [172].	201
B.2	Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à diverses vitesses de rotation.	202
B.3	Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine MF21 fonctionnant au R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation.	203
B.4	Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine MF21 fonctionnant au NOVEC649 à diverses vitesses de rotation.	204
B.5	Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à diverses vitesses de rotation.	205

TABLE DES FIGURES

B.6 Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant au R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation.	206
B.7 Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant au NOVEC649 à diverses vitesses de rotation.	207
B.8 Densité en fonction de la pression et de l'enthalpie pour le SES36 en état de gaz surchauffé	208
B.9 Traitement des parois rugueuses avec sur STAR-CCM+ [218]	208
B.10 Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD pour le NOVEC649 à 25 000 RPM. En trait plein le design et en pointillé la CFD.	209
B.11 Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD pour le R1233zd(E) à 36 000 RPM. En trait plein le design et en pointillé la CFD.	210
C.1 Conception à montage direct de la turbine GT15 sans accouplement ni roulement. . .	211
C.2 Assemblage de la turbine GT15 à montage direct pour des essais à l'air.	212
C.3 Usure en bout de pales du rotor de la turbine GT15 lors des essais à l'air.	212
C.4 Réglage de la rampe du système de freinage	212
C.5 Réglage des caractéristiques du banc de charge sur le système de freinage	213
C.6 Affichage numérique du cycle pour contrôle des paramètres	213

Chapitre 1

Introduction générale

Contenu

1.1	Le contexte énergétique et environnemental	30
1.2	Les ORC et la valorisation des chaleurs fatales	31
1.3	Les problématiques liées aux ORC	33
1.3.1	État de l'art sur les cycles, les fluides de travail et les composants	34
1.3.2	Le besoin des nouvelles méthodologies de design	39
1.4	Les effets gaz denses dans les turbines radiales	43
1.5	La nécessité de données expérimentales	46
1.6	L'objectif et la structure de la thèse	49

1.1 Le contexte énergétique et environnemental

La forte consommation énergétique sans cesse croissante de nos sociétés modernes depuis la révolution industrielle a des conséquences sur la planète et sur les êtres qui y vivent. Cette consommation à pas de géant est passée de 12 128 TWh en 1900 à 173 340 TWh en 2019 [1] ; soit une multiplication par 14 en un siècle. Parallèlement, courant cette même période, les émissions de CO_2 sont passées de 1.95 milliards de tonnes à 36.70 milliards de tonnes[2]. La fin du XX^e siècle a vu naître une réflexion sur notre consommation énergétique pour des raisons d'ordre économique et socio-environnemental. Économiquement, après les chocs pétroliers des années 70 [3, 4] ayant vu le prix du baril explosé, il s'est avéré intéressant de trouver des alternatives aux énergies fossiles. Par la raréfaction des gisements, les coûts des exploitations sont de plus en plus élevés. La sous abondance croissante des énergies fossiles conduirait inéluctablement à une inanition énergétique. Concernant l'aspect socio-environnemental, l'émission des gaz à effet de serre (surtout le CO_2) issus directement de la combustion des énergies fossiles conduit à un réchauffement planétaire. Ce dérèglement climatique amplifie les catastrophes naturelles (inondations, sécheresses, incendies, élévation du niveau de la mer, expansion des déserts, acidification des pluies et des océans, ...) avec des conséquences sur la biodiversité (extinctions des espèces, déséquilibre de la biodiversité, ...) et sur l'homme donc (déplacement des populations, maladies, ...).

A ces défis d'ordres économique, environnemental et sociétal, l'une des alternatives se présentant à nous est la réduction de la part des énergies fossiles dans notre consommation. Ce chemin vers l'indépendance vis à vis des énergies fossiles se fait en grosse partie par l'utilisation des énergies renouvelables (biomasse, solaire, géothermie, éolienne, ...). Depuis les années 2000 on a vu une augmentation importante de la part des énergies renouvelables dans la production de l'électricité [5] qui représentait en 2019 13.2% de la consommation globale d'énergie [6]. En cette année 2019, 28.6% de l'électricité produite était d'origine renouvelable [5] répartie dans l'ordre décroissant entre l'hydroélectricité, l'éolienne, le solaire, la biomasse [7] et la géothermie. Les énergies renouvelables font face à certains défis. L'hydroélectricité qui est d'une grande maturité se heurte au problème de manque d'eau et au défis des petites installations. L'énergie solaire et l'éolienne se heurtent à l'intermittence de la source d'énergie et aux défis techniques sur les composants utilisés ainsi qu'à leur recyclage. A ces énergies renouvelables occupant une part importante dans la production de l'électricité, il est nécessaire d'ajouter la

récupération de chaleurs issues d'effluents thermiques qui conduirait à la minimisation de la portion des énergies fossiles dans la consommation globale d'énergie. Par effluents thermiques ou chaleurs fatales, nous voulons dire toute énergie perdue d'avance dans les procédés et donc rejetée gratuitement dans la nature.

1.2 Les ORC et la valorisation des chaleurs fatales

La valorisation des chaleurs fatales peut se faire grâce aux cycles de Rankine en fluide organique (ORC). Le processus de récupération de chaleurs fatales se décline en deux catégories : le bottoming qui est la récupération de la chaleur en aval de son utilisation première dans l'industrie chimique, la désalinisation, la verrerie, la cimenterie [8], les gaz d'échappement des voitures [9], ... et le topping qui consiste à récupérer la chaleur en amont de son utilisation première, par exemple dans les systèmes de chauffages centralisés. De par son origine (datant de la première moitié du *XIX*^e siècle [10]), l'ORC traduit la nécessité d'une valorisation de toutes les sources chaudes, car né du constat que les machines à vapeur engendraient des pertes importantes de chaleurs du fait des propriétés thermodynamiques de l'eau. Pour saisir cette notion, revenons sur le cycle de Rankine/Hirn ou cycle de la turbine à vapeur. De nature thermodynamique proche de celui de Carnot avec des isothermes remplacées par des isobares, le cycle de Rankine utilise l'eau comme fluide de travail. Comme le montre la figure 1.1a, une installation fonctionnant sous ce cycle est composée d'une pompe, d'un évaporateur, d'un détendeur et d'un condenseur. D'abord, grâce à la pompe, l'eau liquide passe d'un état basse pression à un état haute pression. Ensuite elle passe au travers d'un échangeur de chaleur dans lequel elle est évaporée voire surchauffée. La vapeur d'eau à haute pression et haute température se détend en faisant tourner une partie mobile entraînant un alternateur afin de produire de l'électricité. Une fois son énergie cédée, l'eau à basse pression qui peut être ou non dans un état diphasique est refroidie dans un condenseur où elle passe à l'état liquide. Et le cycle reprend.

La figure 1.1b montre les courbes de saturations de trois fluides : l'eau et les réfrigérants SES36 et R1233zd(E). On observe que pour l'eau, l'évaporation isobare nécessite une grande énergie et des sources de températures élevées. On remarque également que le fluide devient facilement diphasique pendant la détente si aucune réchauffe n'est faite, ce qui provoquerait des dommages pour les turbines. Du fait des hautes température (300°C) et pression (60 bar à 70 bar), l'évaporateur et le détendeur sont soumis à davantage de contraintes[11]. En plus, les cycles à eau sont soumis à la corrosion, ont des

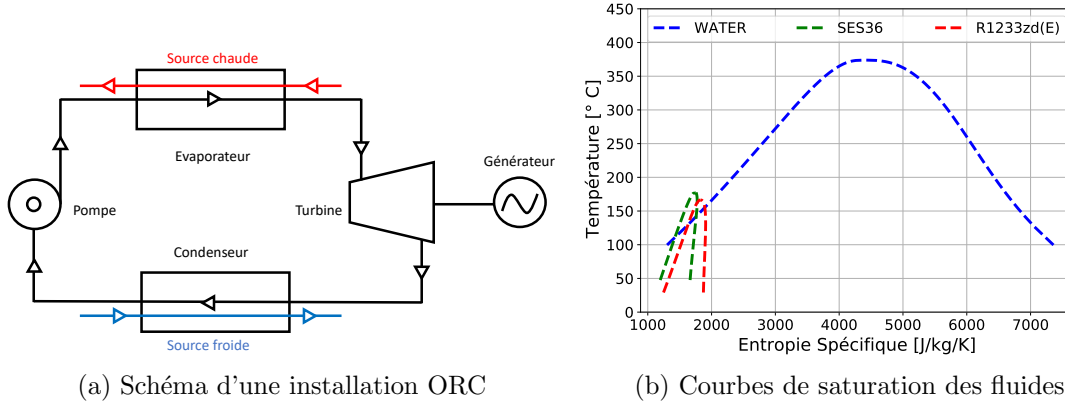


FIGURE 1.1 – Schéma d'une installation ORC et courbes de saturation de divers fluides

composants de grandes tailles et nécessitent des détentes sur plusieurs étages. Les cycles organiques de Rankine (ORC), fonctionnent exactement comme les cycles classiques de Rankine à la seule différence que le fluide de travail n'est plus de l'eau mais un autre fluide avec des propriétés thermodynamiques plus intéressantes dans certaines plages de températures. Pour le SES36 et le R1233zd(E), l'évaporation se fait à faible température et une détente monophasique est possible sans nécessiter de réchauffe. Les pressions d'évaporation sont également plus faibles que celles du cycle à eau. Les ORC présentent donc de grands avantages dans la récupération des chaleurs fatales à basse et moyenne températures. Cependant, il existe quelques inconvénients pour l'ORC portant sur la nature du fluide organique et sur le rendement du cycle. En effet, l'utilisation de fluide à haut potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) et ou à haut potentiel de réchauffement de la planète (GWP) seraient opposée aux objectifs environnementaux initialement fixés. Le rendement maximal d'un cycle est caractérisé par le rendement de Carnot défini par :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (1.1)$$

Avec T_f la température de la source froide et T_c la température de la source chaude. Les ORC auraient donc des rendements de quelques pour cent ; ce qui est négligeable devant les 30% minimum [11] des cycles à vapeur. L'énergie utilisée dans la valorisation des chaleurs fatales est a priori gratuite et même de faibles rendements de cycle ORC augmenteraient sans aucun doute le rendement globale des cycles combinés. A titre d'exemple, coupler un ORC avec un cycle à vapeur classique permet d'augmenter de 5% à 10% le rendement du cycle [12]. Une conclusion partagée par d'autres études combinant un cycle turbine à gaz à un cycle ORC [13].

1.3. LES PROBLÉMATIQUES LIÉES AUX ORC

L'une des applications les plus prometteuses de l'ORC est la récupération des chaleurs fatales (20% des installations) et 37.81% des recherches sur les applications des ORC [14]. La valorisation des chaleurs fatales est répartie entre les moyennes températures (31.2%) et les faibles températures (63.5 %) [15]; la récupération de chaleur à haute température étant assez bien maîtrisée. Il est plus compliqué de récupérer la chaleur à faible et moyenne température [16]. On estimait à 3000 MWe la potentielle puissance récupérable dans les pertes thermiques industrielles européennes en 2013 [11]. Dans des travaux plus récents, Xu [16] estime à 1.56 EJ la quantité de chaleur perdue à travers le monde dont 60% serait en dessous des 230°C. Par exemple dans l'industrie du ciment responsable de 5% des émissions des gaz à effet de serre, il y a 40% de perte de chaleur; chaleur dont les températures sont entre 215°C et 315°C. Les pertes sont également importantes dans les raffineries, les industries chimiques, la verrerie, la métallurgie dont les rejets à haute température menacent les écosystèmes fluviaux. Il y a aussi des pertes issues des gaz de combustion des moteurs (dont les températures sont entre 400°C et 900°C) et les radiateurs des moteurs (dont les températures sont entre 80°C et 100°C). La récupération de ces pertes dans l'automobile constituerait un pont vers l'électrification des voitures, surtout des camions. Beaucoup de travaux sont effectués en ce sens [17] [18] [19], tandis que d'autres travaux tentent de montrer la faisabilité des ORC domicile [20] [21].

Outres la récupération des chaleurs qui représente 20% [11] des applications ORC, les ORC trouvent leurs applications dans la biomasse (57% avec 300 unités installées [22]), la géothermie (22% avec 15 950 MWe [23] [24]) et le solaire thermique (1%). Nous nous focaliserons sur la prometteuse application de la valorisation des chaleurs fatales à basses et moyennes températures grâce aux ORC.

1.3 Les problématiques liées aux ORC

Les travaux de recherches sur les cycles organiques de Rankine sont divers et variés. Ces derniers vont de l'étude sur les configurations de cycles à l'optimisation de ces derniers en passant par l'analyse des composants et la sélection des fluides de travail. La figure 1.2 nous donne une vue globale de cette répartition. Notons que les recherches sur les ORC (publications et brevets déposés) sont corrélées aux crises énergétiques et environnementales [25]. Nous verrons dans cette section les différents travaux sur les cycles ainsi que leurs limites principales. Ce sera pour nous l'occasion de révéler les verrous scientifiques liés à la discipline et d'orienter nos travaux.

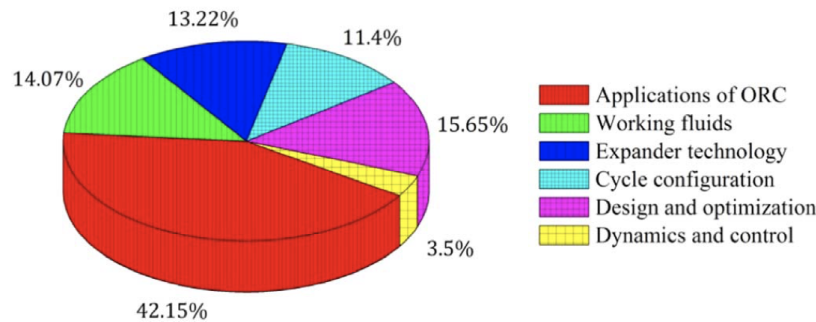


FIGURE 1.2 – Répartition de la recherche dans les ORC [14].

1.3.1 État de l'art sur les cycles, les fluides de travail et les composants

Les différentes architectures des cycles

L'architecture d'une installation ORC dépend des sources chaude et froide, de la nature du fluide et de la puissance désirée.

La position d'un cycle par rapport au point critique permet de définir les cycles subcritiques transcritiques et supercritiques respectivement lorsque le cycle est en dessous, aux alentours et au dessus des conditions critiques. Du fait de sa faible température critique (31.1°C), le CO_2 est dès le milieu du XX^{e} siècle utilisé comme fluide de travail [26] pour les cycles supercritiques. Très longtemps, les travaux sur les cycles supercritiques ce sont axés sur la diminution de la pression critique du CO_2 (73.8 bar) en le dopant avec d'autres composants [27]. Aujourd'hui les travaux sur les cycles supercritiques concernent d'autres fluides (siloxanes, mélanges binaires, ...) [28] [29]. Malgré la variété des travaux sur les cycles supercritiques (optimisation [30] [31], étude dynamique [32], analyse des pertes [33] [34] [35] [36], ...) et une efficacité thermo-économiques plus importante relativement aux cycles trans et supercritiques ; les pressions et les températures critiques des fluides actuels limites leurs applications dans la récupération des chaleurs fatales. Les travaux sur le changement des conditions critiques relèvent plus de la thermochimie. Dans la suite, nous nous intéresserons uniquement aux cycles subcritiques.

Pour une source de chaleur importante, il y est possible de faire une régénération. La régénération permet de préchauffer le liquide sortant de la pompe avec le fluide sortant de la turbine. Les cycles avec régénération présentent l'avantage d'augmenter le rendement du cycle même si cela n'entraîne pas une augmentation systématique de la puissance de la turbine [37]. La régénération permet toutefois

de maintenir une puissance utile constante lorsque la source chaude diminue en température [38]. Cependant la régénération entraînent davantage de pertes dans les échangeurs du fait de la faible densité du gaz. Pour des taux de détente importants, le cycle peut être composé de plusieurs turbines montées en série sur plusieurs étages ou en parallèle [39] [40] [41]. Les cycles multiétagés présentent l'avantage, d'avoir un meilleur rendement thermique et peu d'irréversibilité. Il est possible pour une détente sur plusieurs turbines, de pratiquer une réchauffe. Le fluide sortant de la première turbine passe à travers un échangeur avant d'entrer dans la seconde turbine. Combiné avec une récupération, le cycle multiétagé présente des meilleurs rendements. Notons enfin qu'une détente dans des conditions de saturation donne lieu à une architecture de cycle trilatéral. Le cycle trilatéral permet d'augmenter les échanges thermiques dans la récupération de la chaleur [37]; le fluide restant dans un état liquide saturé. Un réservoir tampon permet de séparer la phase liquide de la phase gazeuse. Cependant, cela limite le choix du type de détendeur.

D'un point de vue thermo-économique, le cycle basique ORC est la meilleure configuration [37] [42]. Nous nous focaliserons donc dessus.

La modélisation, l'optimisation, la dynamique et le contrôle des cycles

Les travaux sur le design, l'optimisation, la dynamique et le contrôle des cycles représentent 19.15% de la recherche [14]. Un meilleur design et une bonne optimisation des systèmes permettent de maximiser la récupération d'énergie. Les travaux sur le design et l'optimisation conduisent toujours à l'analyse des performances du cycle. Cette analyse des performances prend en compte l'effet du débit [43] [44], de la température des sources chaude et froide [43] [44], de l'impact du fluide de travail [43] [45] [46] [47] [48], des composants comme le détendeur [43] [44] [49] [50][51] [52] [46] [47] [53] ou encore de l'architecture du cycle [40] [54] [42]. La prise en compte des réelles caractéristiques de la turbine permet un meilleur design [55] [56] [57]. Par exemple Jankowski [52] en couplant le cycle à un modèle 0D de la turbine parvient à augmenter de 8% la puissance utile et réduit de 7% le coût de l'installation. Il s'avère donc important de prendre en compte les réelles performances des divers composants les réelles conditions de fonctionnement afin d'avoir une meilleure conception.

Les fluctuations de la source de chaleur, pointées du doigt dans diverses études surtout pour l'ORC solaire [58], rendent nécessaire les études sur la dynamique et le contrôle des cycles. Plusieurs paramètres influencent la dynamique d'un cycle : l'architecture, le type et la taille des composants, le

débit, le fluide de travail, la conversion mécanique-électrique, ... Des modèles sont proposés tant pour la dynamique [59] [60] [61] [62] [19] [63] [64] [65] [66] que pour le contrôle [67] [68] [62]. Les détendeurs sont cruciaux dans le contrôle des cycles ORC [69] du fait de la puissance directement délivrée. Des divers stratégies de contrôle sur les différents composants, le contrôle sur la turbine est le plus pratique [70]. Étant donné qu'il existe une vitesse de rotation optimale de la turbine correspondant à un meilleur rendement [65], le contrôle du système doit avoir pour but de conduire au maintien de cette vitesse. D'où l'intérêt des turbines ayant de meilleures performances en fonctionnement off-design.

Ce premier scan de l'état sur les travaux permet de faire une première conclusion. Les cycles ORC basiques subcritiques sont la meilleure configuration dans la valorisation des chaleurs fatales à basse et moyenne température. La prise en compte des réelles caractéristiques des composants permet une meilleure étude simplifiée des cycles. Le détendeur permet un meilleur contrôle. Ceci nous pousse naturellement à orienter notre étude bibliographique sur le détendeur. Cependant, une curiosité naturelle nous amène à faire un petit détour sur les autres composants et le fluide de travail.

Les fluides de travail et les composants des cycles

Dans son analogie au corps humain, Xu [71] considère le fluide de travail comme le sang d'une installation ORC. La recherche sur les fluides est plus axée sur la sélection des fluides purs [72] [73] [46] [33] [74] [75] [76] et les caractéristiques des mélanges [15] [77] [77] [45] [78] [79] [80] [81]. Le développement des fluides relève de la chimie. Cependant, des préférences thermodynamiques se dégagent dans la sélection des fluides : faible viscosité, grande conductivité thermique, grande stabilité thermique, grande chaleur latente, grande masse molaire, faible corrosivité, ... A cela s'ajoutent des critères sécuritaires et environnementaux : faible toxicité, faible inflammabilité, faible potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) et un faible potentiel de réchauffement de la planète (GWP). Par la réduction des irréversibilités dans les échangeurs, les mélanges de fluides peuvent augmenter le rendement énergétique et exergetique du cycle [15]. Cependant les coefficients de transferts sont faibles par rapport aux fluides purs, augmentant ainsi la taille des échangeurs. De même la détermination des propriétés du mélange se heurte à une imprécision avec peu de validation expérimentale [82] [83].

Continuant dans le registre d'analogie avec le corps humain, on dirait que la pompe est le cœur de l'ORC. En effet, c'est elle qui impose le débit fluide dans le circuit. Pour des installations compactes ou de petites tailles, l'effet de la pompe sur le rendement devient pénalisant[83]. Un rapport BWR

entre la puissance consommée par la pompe et la puissance de la turbine est introduit par Quoilin [11].

$$BWR = \frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_t} \quad (1.2)$$

Avec \dot{W}_p la puissance consommée par la pompe et \dot{W}_t la puissance produite par la turbine. La valeur maximale du rapport BWR est de 25% pour les cycles subcritiques [83]. Les travaux sur les pompes sont du domaine de l'hydraulique même si des travaux d'optimisation et de modélisation de pompes ORC sont effectués [84] [85] [86] [87] [88] [89] [90] [91] [92] [93] [94] [76] [95].

Concernant les échangeurs, les deux principales difficultés sont le pincement et la perte de charge. Le problème du pincement définit comme l'écart minimal de température entre les fluides problème peut être résolu en augmentant la taille des échangeurs. Les échangeurs à plaques sont utilisés pour les installations compactes [96] [67], ce qui peut limiter la puissance échangée [97]. La faible rentabilité des ORC exige des échangeurs à faible coût. Un compromis entre la perte de charge et le coût des échangeurs est à faire [98]. Welzl [99] s'est intéressé aux coefficients d'échange dans les évaporateurs à calandres. Il a mis en évidence des écarts entre les corrélations disponibles et les expérimentations avec le R245fa et le R1233zd(E). De meilleurs échangeurs thermiques ouvriraient la voie à de meilleures efficacités pour les systèmes de valorisation de la chaleur fatale. De nouvelles corrélations doivent être établies en prenant en compte la nature du fluide de travail.

Les limites des échangeurs et de la pompe conduisent à mettre l'accent sur le détendeur. En effet, augmenter la puissance du détendeur permet d'augmenter la puissance produite réduisant ainsi l'effet de la pompe. De grandes puissances compenseraient également les limites des échangeurs dans les petites et moyennes installations compactes. Au delà de l'optimisation et du contrôle des cycles ORC, le détendeur est donc le meilleur levier dans la valorisation des chaleurs fatales.

Le détendeur et les turbines

Dans la valorisation de chaleurs fatales, le détendeur joue le rôle le plus important. Augmenter son rendement permet d'augmenter significativement la puissance produite. On classe les détendeurs en deux grands groupes : les turbomachines et les machines à déplacement positif. Dans les machines volumétriques, la chute de pression est créée par une augmentation de volume de la poche fluide. Les machines à déplacement positif sont en général utilisées pour les petites installations ORC (<100 kW). On distingue les machines à rotation (à vis, en spirale) et les machines à pistons. Ces tech-

1.3. LES PROBLÉMATIQUES LIÉES AUX ORC

nologies occupent environ 30% de la recherche sur les détendeurs [100]. Ces machines sont rentables car dérivent des compresseurs de réfrigérant et sont produit à grande échelle [83]. Elles supportent les détente diphasiques. Cependant, il est difficile de faire une détente multiétagée et d'une manière générale, le rendement est faible surtout pour des rapports volumétriques importants ; limitant ainsi les températures d'évaporation du cycle. Une lubrification à l'huile est nécessaire d'une manière générale pour les détendeurs à vis, ce qui diminue le rendement à cause du mélange [101]. D'une manière générale, les vitesses de rotation des machines volumétriques sont limitées et les frottements y sont très importants. Plusieurs travaux ont été conduits tant numériquement qu'expérimentalement sur les détendeurs volumétriques [44] [102] [103] [104] [25] [105] [106] [107] [39] [108] [109] [110] [111] [112] [113] [64] [114] [115] [116]. Cependant, les défauts cités plus haut limitent leurs utilisations dans la valorisation des chaleurs fatales. Les turbomachines sont généralement utilisées pour les puissances d'au moins 50 kW. Les machines axiales permettent d'assurer de grands débits pour de faibles taux de détente. Dans les installations ORC, pour des puissances de plus de 0.5 MW, l'usage des machines axiales est répandues. Par contre, pour de petites installations elles sont pénalisées par la taille des aubes et la nécessité d'une admission partielle entraînant de faibles rendements [83]. En plus le contrôle des machines axiales se fait uniquement par le débit, ce qui diminue les performance [117]. Les limites de ces machines axiales conduisent à peu de travaux [118] [119] [120] [121].

Les turbines radiales sont largement répandues dans divers domaines : turbine des turbocompresseurs automobiles, turbine Francis des centrales hydroélectriques, ... Elles sont utilisées dans les ORC de la récupération des chaleurs fatales (faibles puissances) aux grosses installations géothermiques. Les turbines radiales présentent divers avantages. Les machines radiales permettent de faire de grandes détente à faible débit sur un seul étage, ce qui correspond à notre configuration vue la densité des fluides organiques. La forme de leurs aubes permet de grandes vitesses de rotation et donc de grandes chutes d'enthalpie. La machine sera de petite taille par rapport aux machines axiales, ce qui est intéressant pour les installations compactes. Peu de modifications doivent être faites pour adapter une machine radiale aux ORC [122]. Elles permettent d'avoir un bon rendement sur toutes les saisons [101]. Les turbines radiales (pâles radiales à l'entrée) sont plus robustes vis à vis des contraintes mécaniques dues à la grande densité du fluide. La fabrication est relativement simple avec une meilleur stabilité structurelle par rapport des machines axiales. Dans son étude sur le contrôle des ORC, Marchionni [70] conclura qu'un contrôle sur la turbine radiale est plus pratique ; en effet le contrôle est plus facile par

1.3. LES PROBLÉMATIQUES LIÉES AUX ORC

les IGV. Tous ces avantages feront des turbines radiales les meilleurs candidats dans la récupération de chaleur ; des avantages également mis en avant dans les cycles supercritiques [74] [33] [123] [124] [125]. Cependant les fluides organiques avec une grande masse molaire peuvent très vite faire place à des écoulements supersoniques. Sur la valorisation des chaleurs fatales, dans certaines conditions de température, la turbine peut avoir de faible chute d'enthalpies malgré le grand taux de détente. Il faudrait également faire attention à une survitesse de la turbine entraînant une chute de la charge dans le cas des petites installations [101]. Il faut bien évidemment éviter les fuites sur des installations utilisant des fluides inflammables. Ces difficultés sont les principales des turbines radiales.

Au terme cet aperçu sur les travaux relatifs aux cycles ainsi qu'à leurs composants, il s'avère important de mettre l'accent sur les turbines radiales ORC dans la valorisation des chaleurs fatales. La prise en compte des caractéristiques réelles des turbines permettrait une meilleure valorisation par l'augmentation de la puissance utile.

1.3.2 Le besoin des nouvelles méthodologies de design

Les travaux sur les turbines radiales pour les applications ORC concernent divers aspects. Ils vont de la méthodologie de design aux essais expérimentaux en passant par la prédiction des performances. Le but étant d'améliorer les performances de la turbine afin d'augmenter les rendements du cycle.

Depuis les années 70, le design et la conception des turbines à gaz tant radiales que axiales sont bien connus et assez bien maîtrisés. La NASA aurait même dans le courant des années 70 essayé la propulsion spatiale avec des turbines radiales [126]. Les méthodes de dimensionnement classiques sont basés sur des cartes et des corrélations empiriques dont les résultats ont été obtenus avec l'air ou l'eau. La figure 1.3 donne une des corrélations utilisées dans le design préliminaire. Il s'agit de la carte des corrélations de Chen et Baines [127] qui lie le coefficient de débit ϕ au coefficient de pression ψ . On a :

$$\phi = \frac{C_{m5}}{U_4} \quad (1.3)$$

Et

$$\psi = \frac{\Delta h}{U_4^2} \quad (1.4)$$

Avec C_{m5} la vitesse débitante en sortie du rotor ; U_4 la vitesse tangentielle à l'entrée du rotor ; Δh la chute d'enthalpie spécifique dans la turbine.

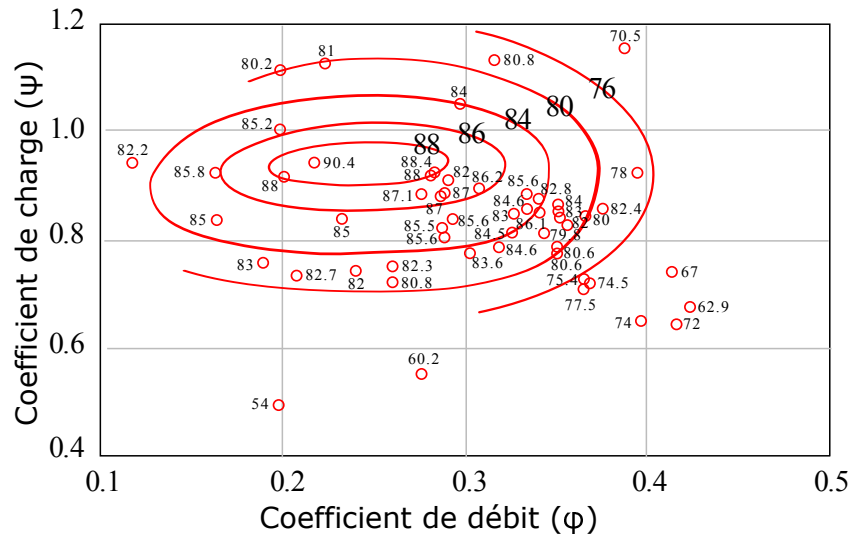


FIGURE 1.3 – Corrélation de Chen et Baines [127] utilisée pour le design des turbines et retracée par Lauriau[128]

Il existe d'autres corrélations comme celle de Balje [129] (reliant la vitesse spécifique au diamètre spécifique), celle de Rohlik [130] (reliant la vitesse spécifique à l'angle absolue en entrée du rotor), celle de Dixon, ou encore celle de Japikse donnant le rendement en fonction d'un certain nombre de coefficients ou de paramètres. Plusieurs auteurs tels que Aungier [131] ou Baines [132] proposent des méthodes de conception ou de dimensionnement préliminaires de turbines en utilisant ces corrélations. En se basant sur les coefficients de débit et de pression, Rahbar [133] conçoit une turbine radiale d'une cinquantaine de watts fonctionnant avec le R245fa, le R123, le R365mfc, le R236fa, le n-pentane et l'isobutane. Récemment Flores [134] a fait le design aérodynamique d'une turbine radiale de 10 kW en utilisant la corrélation de Balje [129]. Tournant à la vitesse de 30 000 RPM, la turbine fonctionne à l'isopentane. Aljubori [135] [136] dimensionne des petites turbines radiales de presque 9 kW fonctionnant avec 5 fluides dont le R1234yf et le R245fa. La méthodologie proposée est celle de Moustapha et al. [132] et le rendement atteint 83.48%. Kang [137] fait la conception et l'étude expérimentale d'une turbine radiale de 30 kW fonctionnant avec le R245fa. Cette turbine radiale dont la vitesse de rotation est de 20 000 RPM a un taux de détente de 4.1 et un rendement de 75%. Le dimensionnement est fait en se basant sur la corrélation de Balje [129]. Le design préliminaire de Da Silva [138] pour une turbine d'environ 200 kW utilise aussi les coefficients de débit et de pression avec des rendements de 76.23% pour le R236fa et de 79.28% pour le R245fa. D'autres travaux de conception et de dimensionnement ont été fait en utilisant les coefficients de débit et de pression [139] [48]. Des

1.3. LES PROBLÉMATIQUES LIÉES AUX ORC

travaux sur les turbines radiales biétagées, Hamdi [140] fait la conception d'une turbine radiale biétagée de 200kw en se basant sur la méthode de Baines [132]. Capata [141] utilise la corrélation de Rohlik [130] afin de déterminer l'angle absolue à l'entrée du rotor lors de la conception d'une turbine de quelques kilowatts.

Dans leurs travaux de dimensionnement des turbines radiales, Kim & Kim [142] [143] utilisent une méthodologie de design basée sur l'optimisation de l'angle relatif d'entrée de la turbine [132]. Cette méthodologie permet d'obtenir des résultats de design proche de la CFD. Les déviations sont de 3.67 % pour le rendement ; tandis que la méthode de Sauret [144] basée sur le coefficient de débit et de pression entraîne des écarts de 6.7% pour la même turbine dans les mêmes conditions de fonctionnement. Il s'agit dans les deux cas de la conception d'une turbine radiale fonctionnant avec le R143a pour une puissance de 400 kW et un rendement visé de 83 %. Ceci met la lumière sur les écarts des corrélations. Fiaschi [145] utilise pareillement les coefficients de débit et de pression dans la conception d'une micro turbine de 5 kW. Des écarts de 11.6% sont observés entre le design et la CFD en terme de puissance délivrée. Plus récemment, Schuster [146] a mis en évidence des écarts entre les modèles de turbine radiale de la NASA et les résultats CFD pour le R134a, l'heptane et le propane dans les régions où la facteur de compressibilité $Z = \frac{pv}{rT}$ est compris entre 0.6 et 1. Alshammari [147] analyse une turbine radiale fonctionnant avec l'air et avec le R123. Il pointe les écarts dans les conditions de fonctionnement. La turbine fonctionnant au R123 a un rendement optimal inférieur (12% d'écart) et une vitesse de rotation plus petite (70% plus faible) par rapport à l'air.

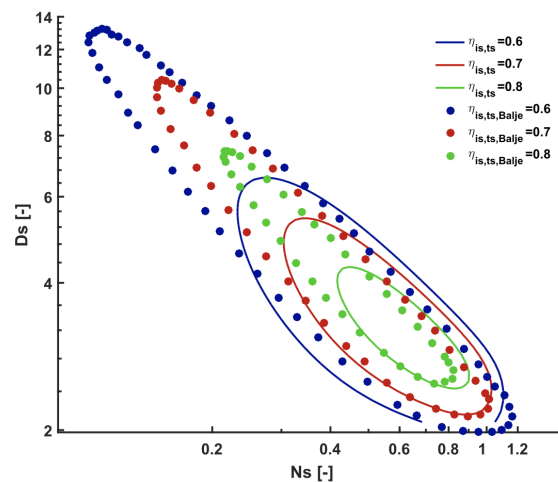


FIGURE 1.4 – Nouvelle corrélation $n_s - d_s$ pour le R134a proposée par Mounier [148]

1.3. LES PROBLÉMATIQUES LIÉES AUX ORC

Constatant que les modèles utilisés sont des modèles développés de base pour les turbines classiques et que les écarts entre le design et la CFD sont importants, de nouvelles corrélations sont proposées par divers auteurs. Dans ses travaux de design et d'établissement de nouvelles cartes de corrélations pour les turbine radiales Mounier [148] fait le design préliminaire avec la méthode Baines [132] avec les modèles de pertes associés. Il établit une carte de corrélations ($n_s - d_s$) pour le R134a représentée sur la figure 1.4. La vitesse spécifique n_s et le diamètre spécifique d_s sont définis par :

$$n_s = \omega \frac{\sqrt{\dot{m}/\rho_5}}{\Delta h^{3/4}} \quad (1.5)$$

Et

$$d_s = D \frac{\Delta h^{1/4}}{\sqrt{\dot{m}/\rho_5}} \quad (1.6)$$

Avec \dot{m} le débit, Δh la chute d'enthalpie spécifique dans la turbine, ω la vitesse de rotation, ρ_5 la masse volumique en sortie de turbine et D le diamètre de la turbine.

Cette nouvelle carte montre des écarts avec celle de Balje[129]. AlJubori [149] établit également des corrélations ($n_s - \eta - d_s$) pour de petites turbines radiales et axiales dont la puissance est inférieure à 20 kW fonctionnant au R245fa, au R141b, au R245fa et à l'isopentane. Dalio [150] pour la conception utilise la vitesse spécifique couplée au rapport de vitesse ν_s . Il établit ensuite une nouvelle carte de corrélation basée sur la vitesse spécifique et le rapport de débit volumétrique et le rapport de taille. La figure 1.5 décrit la carte de corrélation de Dalio[150]. Ces corrélations n'ont cependant eu point de validations expérimentales ni de CFD. White [151] dans ses travaux sur une turbine radiale diphasique permettant d'augmenter la puissance de la turbine de 30% propose une carte ($\phi - \psi$) pour le siloxane MM. Cependant, il n'y a pas de validation CFD ou expérimentale. D'autres méthodes de design que je qualifierais d'embryonnaires, spécifiques aux turbines radiales ORC ont été proposées et utilisées [152] [153] [154]. Cependant ces méthodes n'ont pas encore fait preuve de validation CFD ou expérimentales.

Les corrélations classiques s'avèrent donc ne plus être adaptées pour les applications ORCs dans certaines conditions, la nature du gaz dans la turbine jouant un rôle très important. L'inadaptation des corrélations classiques constitue la principale motivation de cette thèse. Essayons de comprendre l'impact potentiel des fluides organiques sur le design.

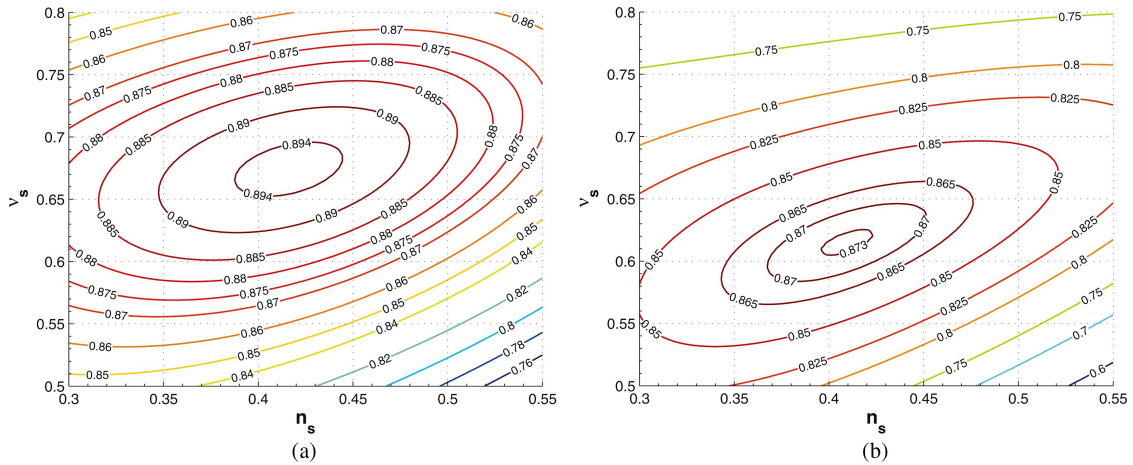


FIGURE 1.5 – Corrélation de DaLio [155] donnant la carte du rendement pour (a) un faible rapport et (b) un grand rapport de débit volumétrique et de diamètre spécifique.

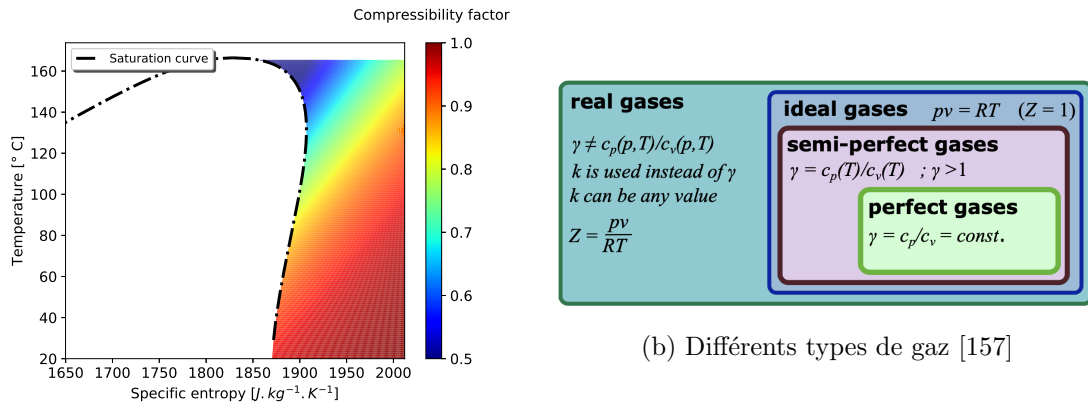
1.4 Les effets gaz denses dans les turbines radiales

A l'état gazeux, les fluides organiques ne sont pas forcément des gaz parfaits. Le facteur de compressibilité traduit l'état de "perfection" d'un gaz allant de 1 pour un gaz parfait à des valeurs de 0.2 pour des gaz extrêmement non-idéaux ou très dense. On le définit comme suit :

$$Z = \frac{Pv}{rT} \quad (1.7)$$

Avec P la pression, v le volume, T la température et r la constante du gaz. Le facteur de compressibilité du SES36 dans l'état gaz surchauffé est représenté sur la figure 1.6a. Ce facteur de compressibilité est le résultat d'une compétition entre les forces d'attraction et de répulsion des molécules au sein du gaz. Pour un gaz non-idéal ou dans des conditions dites "denses", le facteur de compressibilité est plus petit que l'unité et les forces d'attraction dominant sur les forces de répulsions. Proche de la courbe de saturation, très vite on est dans la configuration gaz dense. Les sources de chaleurs fatales sont pour la plupart à basse et moyenne température. Les températures sont comprises entre 60°C et 200°C [156] et correspondent à la zone gaz dense. La figure 1.6b nous donne une classification des gaz.

Le comportement des gaz est modélisé par des équations d'état (Peng-Robinson, HEOS, ...) ou décrit par des tables d'interpolation. Pour les gaz dans la configuration dite "dense", la modélisation fait face à une relative précision. Des écarts ont été mis en évidence entre les résultats des simulations de détente de gaz denses et les observations expérimentales [158] [159] (voir figure 1.7). Les équations



(a) Facteur de compressibilité du SES36

FIGURE 1.6 – Facteur de compressibilité et classification du gaz selon sa nature.

ont une influence sur le design préliminaire des turbines et la prédiction des performances.

L’optimisation des turbines radiales ORC fait l’objet de divers travaux. Les différents méthodes d’optimisation proposées conduisent toujours à un gain de rendement comme témoigne les divers travaux [48] [52] [47] [46] [53] [133] [160] [161] [138] [139] [81] [162]. L’optimisation fait appel d’une manière générale aux modèles de pertes. L’analyse des pertes se fait soit par perte d’enthalpie soit par génération d’entropie. Denton [163] [164] met en évidence les mécanismes de pertes par génération d’entropie dans les turbomachines. La génération d’entropie vient des effets visqueux dans les couches limites et dans les zones de mélange, les ondes de chocs et les transferts thermiques. Il pointe une grande difficulté à quantifier les pertes dues à la séparation des couches limites. Les modèles ou les corrélations ne devraient substituer la compréhension du phénomène physique. Yang [165] met l’accent sur les écoulements secondaires. Ces écoulements ”secondaires” qui sont en fait à l’origine de grandes pertes dans les turbines radiales. Divers modèles de pertes sont proposés et utilisés dans l’analyse des performances et l’optimisation [166] [167] [126] Moustapha [132] [168] [160] [169] [170] [171]. Persky et Sauret [172] font une analyse combinatoire des différents modèles de pertes qui existent. Sont analysés environ 1.5 millions de configurations. Pour une machine radiale fonctionnant au CO_2 et au R143a, ils proposent la meilleure combinaison pour un écart inférieur à 2% entre les modèles et la CFD. Comme il est précisé dans l’étude le défaut des modèles est qu’il ne prennent pas en compte les interactions en amont et en aval du phénomène physique. Les plus grosses pertes d’enthalpie (90%) sont celles dues au passage, au jeu en bout de pale et en sortie. L’étude prend aussi en compte la configuration off-design car les déviations des modèles deviennent importantes en off-design. Les modèles issus de calibrations

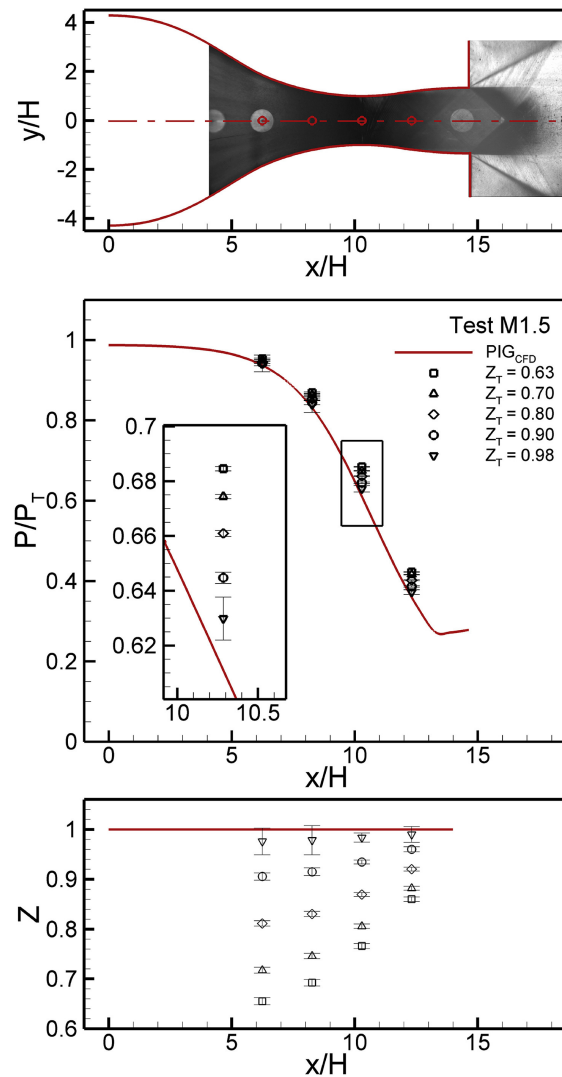


FIGURE 1.7 – Écarts entre CFD et expérience dans la zone gaz dense : Spinelli [158]

expérimentales prédisent mieux les résultats et sont plus robustes. Ainsi serait-il intéressant d'établir de nouveaux modèles de pertes basés sur les résultats expérimentaux dans des conditions où le gaz est non-idéal.

L'effet de la nature du gaz, est aussi visible dans l'utilisation de la similitude. Pluviose [173] présente une méthodologie pour les turbines fonctionnant avec un gaz idéal. Wong [174] propose une adaptation des modèles de l'air aux réfrigérants dans le cas des turbine en prenant en compte la vitesse du son liée au fluide. Des écarts 10% entre la prédiction et les résultats CFD sont observés. Les nouveaux paramètres proposés par White [175] présentent des erreurs de 2%, cependant l'écart des nombres de

1.5. LA NÉCESSITÉ DE DONNÉES EXPÉRIMENTALES

Reynolds est de 75%. Plus récemment, Li[176] propose une nouvelle méthodologie pour des erreurs de moins de 2%. Les écarts restent cependant notables dès que la valeur du rapport des capacités thermiques γ change.

On peut aussi classer un gaz par sa dynamique définie par le coefficient de dynamique de gaz Γ qui traduit l'évolution de la vitesse du son en fonction de la pression[177].

$$\Gamma = 1 + \frac{c}{v} \left(\frac{\partial c}{\partial P} \right)_s \quad (1.8)$$

Avec c la vitesse du son, v le volume, P la pression, s traduisant le caractère isentropique du processus et $\gamma = c_p/c_v$. Pour $\Gamma \leq 0$, on aura un comportement non classique du gaz. La vitesse du son décroît avec l'augmentation de la pression lorsque $\Gamma < 0$ et reste constante lorsque $\Gamma = 0$. Pour $\Gamma \leq 1$, on a une dynamique classique, la vitesse du son augmente avec la pression, le gaz reste non-idéal. Uusitalo [33] dans l'étude numérique des écoulements supersoniques met en évidence les écarts de comportement entre gaz idéal et gaz dense dans une tuyère. Plusieurs fluides sont utilisés : le R245fa, les siloxanes MM et MDM, le toluène, le pentane et le cyclohexane. Les fluides avec la plus grande masse molaire (siloxane MM et MDM) et les fluides cycliques (toluène, cyclohexane) présentent les plus grandes déviations. La dynamique est donc fortement liée à la complexité moléculaire. Dans la zone sub-critique, ces gaz présentent un comportement non classique : la vitesse du son augmente avec la détente. Au problème de non idéalité, s'ajoute donc un souci de dynamique non classique. De plus les modèles RANS de simulations CFD sont fait avec des coefficients issus d'écoulement externe avec l'eau ou l'air et pourraient ne pas être les plus adaptés pour des écoulements internes en gaz dense.

La prise en compte des effets gaz denses dans les turbines radiales constitue donc le principal verrou scientifique de cette thèse.

1.5 La nécessité de données expérimentales

Les nouvelles cartes de corrélations établies n'ont pas fait l'objet de validations expérimentales du fait de la sous abondance des données expérimentales dans les ORC d'une manière générale et sur les turbines radiales en particulier. De récentes études [12] [177] [178] mettent l'accent sur la nécessité des données expérimentales pour les turbines fonctionnant dans les conditions gaz réels. La faible part des travaux expérimentaux (à peine 8% en 2018) est illustrée sur la figure 1.8. Ces travaux sont pour la plupart consacrés à l'analyse des performances du cycle lorsque les paramètres (débit, pression,

1.5. LA NÉCESSITÉ DE DONNÉES EXPÉRIMENTALES

température) variant [112] [104] [103] [25] [105] [179] [115] [180] [113] [106] [107] [181] [182] [116] [102] [75]. Dans ces travaux, 75% des détenteurs sont des machines volumétriques [176] contre 19% pour les turbines radiales ; des travaux expérimentaux pas forcément axés sur la turbine elle-même.

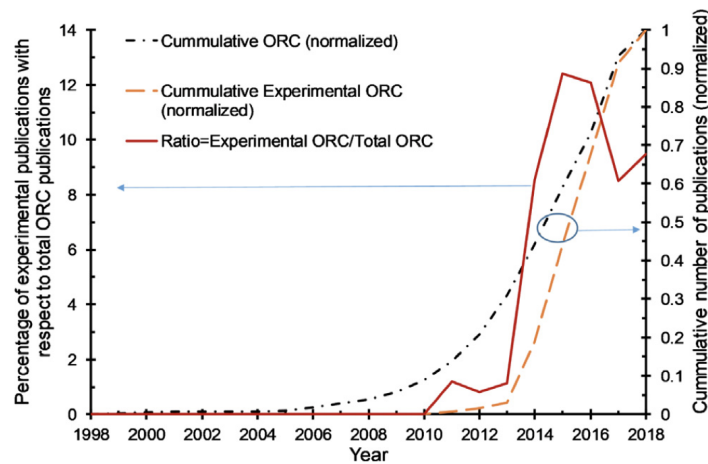


FIGURE 1.8 – Part des travaux expérimentaux dans les ORC [183]

Au fil des années, quelques travaux expérimentaux sur les turbines radiales ORC ont été réalisés. L'un des premiers travaux sur les turbines radiales ORC est celui de Yamamoto [156] qui conçoit et étudie une turbine radiale d'une puissance maximale de 150 W fonctionnant au HCFC-123. Alshammari [184] étudie les performances d'une turbine petite turbine radiale pour la récupération des gaz d'échappement des camions. Les essais expérimentaux conduisent à un rendement maximal de cycle de 4.3% et une puissance de 6.3 kW à 20 000 RPM pour un taux de détente de 5.9. Le rendement isentropique maximal de la turbine radiale est de 35.2%. Même si de faibles écarts sont observés entre le numérique et l'expérimental (1.15%), la turbine est de faible rendement. Guillaume [185] étudie les performances d'une turbine radiale fonctionnant au R245fa et au R1233zd(E) pour la récupération des gaz d'échappement des camions. La turbine radiale a une puissance de 3.5 kW, un débit entre 0 et 350 g/s, une vitesse de rotation entre 50 000 et 80 000 RPM et un taux de détente entre 2 et 5. Le rendement isentropique maximal de la turbine est de 32%. Dans son étude sur l'effet du débit d'eau de refroidissement sur les performances du cycle, Shao [186] utilise une turbine radiale dont le rendement isentropique est de 75.2 % avec une puissance variant entre 889 W et 1 242 W. La vitesse de rotation varie entre 38 116 et 43 242 RPM et le taux de détente entre 1.7 et 2.2. Cette même turbine fonctionnant au R123 fera l'objet d'une nouvelle étude [187], pour une puissance de 3.39 kW et un rendement isentropique de 83.6 % à 34 586 RPM. Dans ses essais préliminaires d'une turbine

1.5. LA NÉCESSITÉ DE DONNÉES EXPÉRIMENTALES

radiale à deux étages, Kang [188] s'intéresse à l'évolution temporelle des grandeurs descriptives du cycle (rendement, puissance turbine, température et pression). Shin [189] étudie expérimentalement une turbine radiale de 10 kW fonctionnant au R134a pour la récupération de chaleur des moteurs. Pour la récupération de rejets industriels, Wang [190] étudie les performances d'une turbine radiale de 340 kW fonctionnant au R245fa. Le rendement isentropique de la turbine est de 80.7% à 10 389 RPM pour une puissance de 302 kW. Une étude similaire avait été conduite plus tôt [191] pour une turbine radiale au R245fa de 300 kW de puissance et 88.6% de rendement. Pethurajan [192] étudie expérimentalement l'effet de la température, du débit et de la pression sur les performances d'une turbine radiale fonctionnant au n-hexane. Le cycle d'un rendement de 5.57% délivre une puissance de 1.75 kW. Wu [193] a travaillé sur un cycle fonctionnant au R245fa pour la récupération des chaleurs fatales basses températures pour une puissance électrique de 1.42 kW. Turunen-Saaresti [194] fait des tests préliminaires d'une turbine radiale de 5.1 kW fonctionnant au siloxane MDM. Kang [137] étudie expérimentalement une turbine radiale dont la puissance maximale est de 32.7 kW fonctionnant avec le R245fa tournant à 20 000 RPM pour un taux de détente de 4.1 et ayant un rendement maximal de 78.7 %. Uusitalo [195] fait l'étude expérimentale d'un cycle d'une puissance de 6 kW avec une turbine radiale supersonique fonctionnant entre 12 000 RPM et 31 000 RPM.

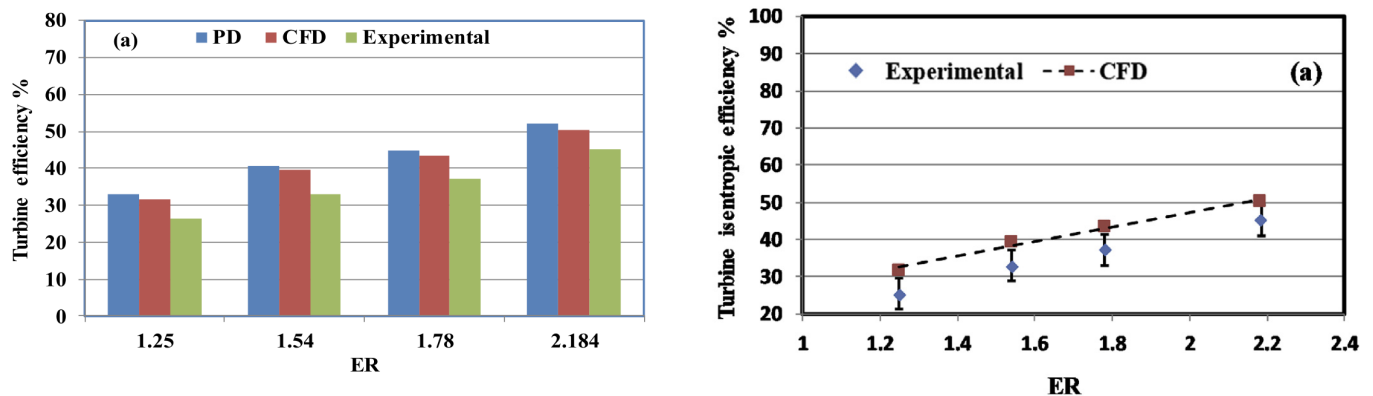


FIGURE 1.9 – Écart entre design, CFD et expérience [136]

Han [196] étudie expérimentalement deux turbines radiales de 200 kW montées en série et fonctionnant au R245fa avec un rendement de 72.4% contre 85% au design à 15 000 RPM. Une étude similaire est faite par Hamdi [140] avec la même configuration et obtient les mêmes écarts. Wu [197] estime des écarts de 10% entre sa turbine radiale optimisée et les résultats expérimentaux sur la puissance et le rendement. Dans son étude expérimentale d'une turbine radiale de 20 kW fonctionnant au R245fa, Gou

[198] étudie l'effet de la température de la pression et de la vitesse de rotation sur la puissance de la turbine. La puissance de la turbine augmente avec la température en entrée. La puissance maximale à 28 000 RPM est de 17.3 kW, ce qui correspond à des écarts de 15.6% entre la conception et les expérimentations. Dans les travaux d'Aljubori [136] le design d'une petite turbine radiale de moins de 5 kW est fait. On observe des écarts de 15% entre le design et l'expérimental comme nous le montre la figure 1.9. Pini [153] dans la caractérisation numérique de la dynamique des fluides pour les micro-ORC concluait déjà à des écarts entre petites turbines et grandes turbines, le besoin de nouvelle pratique de design et surtout la nécessité de données expérimentales.

1.6 L'objectif et la structure de la thèse

L'objectif principale de cette thèse consiste à la caractérisation de la détente de ces gaz dits denses dans les turbines radiales par une série d'expérimentations permettant d'avoir une base de données expérimentales. Pour ce faire, nous avons mis en place un dispositif expérimental ORC pour la valorisation des effluents thermiques.

Dans la suite, nous présenterons dans un premier temps au chapitre 2 le dispositif expérimental ainsi que les caractéristiques des divers composants. La prise en compte de ses caractéristiques nous permettra de faire une première sélection sur les fluides de travail et les potentielles plages de fonctionnement de la turbine MF21 qui sera dimensionnée au chapitre 3.

Ensuite dans le chapitre 3 nous présenterons la méthodologie de dimensionnement et d'analyse des performances de la turbine MF21 par une approche "ligne moyenne". La fin de ce chapitre sera consacrée à la modélisation système de la turbine par une méthode acausale. Y sera également proposée une méthode de prédiction des performances de la turbine par l'utilisation des similitudes en gaz dense.

Au chapitre 4, nous présenterons les choix des paramètres de simulations CFD, l'effet des jeux avant et arrière, de la rugosité sur les performances de la turbine. Les résultats CFD seront comparés aux résultats du modèle 0D proposé au chapitre 3.

Enfin, au chapitre 5, nous présenterons la conception mécanique de la turbine MF21, l'étude dynamique du cycle ainsi que la comparaison des résultats numériques et expérimentaux.

Comme mentionné précédemment, le coût des installations ORC peut être élevé. Une réduction des coûts passe aussi par la réduction des coûts de développement. Cette réduction peut se faire par

1.6. L'OBJECTIF ET LA STRUCTURE DE LA THÈSE

la réutilisation de machines existantes [199] [200] [122]. Pour ceci, une turbine GT15 qui est en réalité un compresseur inversé est utilisée. Le chapitre 2 verra la sélection des points de fonctionnement de la turbine GT15 et le chapitre 4 verra la présentation des résultats de simulations CFD de la turbine GT15.

Chapitre 2

Dispositif expérimental

Contenu

2.1	Présentation du banc d'essai ORC	52
2.1.1	Vue d'ensemble du banc d'essai	52
2.1.2	Caractéristiques des composants du banc	53
2.2	Sélection des fluides de travail	58
2.2.1	Présélection des fluides : Classe ASHRAE, ODP et GWP	59
2.2.2	Sélection finale : propriétés thermodynamiques	61
2.3	Sélection des plages de fonctionnement	65
2.3.1	Modélisation thermodynamique du cycle	65
2.3.2	Sélection des plages de fonctionnement	71
2.4	Choix d'une turbine classique GT15	73
2.4.1	Caractéristiques de la turbine GT15	73
2.4.2	Choix du point de fonctionnement de la turbine GT15	74

Dans ce chapitre nous présentons les différents travaux préliminaires nécessaires à la conception des turbines MF21 et GT15. Dans un premier temps, nous présentons les caractéristiques respectives des divers composants du banc d'essai embryonnaire. Ensuite, sont présentés la méthodologie de sélection des fluides de travail. Une modélisation thermodynamique du cycle permet de choisir les plages de fonctionnement de la turbine MF21. Enfin, les caractéristiques de la turbine GT15 sont présentées ainsi que le point de fonctionnement de cette dernière.

2.1 Présentation du banc d'essai ORC

Intéressons-nous au dispositif expérimental. Nous présenterons dans un premier temps le banc d'essai d'une manière générale avant d'aborder dans un second temps les caractéristiques de chaque composant.

2.1.1 Vue d'ensemble du banc d'essai

La figure 2.1 présente une vue 3D du dispositif expérimental. Le banc est composé de cinq blocs principaux. Le premier bloc constitue la source chaude. Il est composé d'une chaudière au fioul couplée à une boucle caloporteur (huile). Le second bloc est celui du circuit du réfrigérant avec la pompe, les échangeurs et la turbine. Le troisième bloc est celui du circuit d'eau. Il y a également un bloc pour l'acquisition et enfin un autre bloc pour la dissipation. Partant de la chaudière regroupant les composants (11, 13 et 14); l'huile chaude arrive à l'évaporateur (composant 4). Un vase d'expansion (composant 12) permet d'absorber la dilation thermique de l'huile et de dégager éventuellement. La chaudière est d'une grande puissance (1.15 MW) et une vanne bi-passe permet de réguler le débit d'huile dans l'évaporateur. Dans l'évaporateur (composant 4), l'huile cède sa chaleur au fluide de travail provenant de la pompe. Une pompe volumétrique péristaltique (composant 3) est utilisée pour assurer le débit en fluide de travail. Le réfrigérant est détendu dans la turbine (composant 2) qui entraîne une génératrice (composant 1). Le fluide est finalement refroidit, condensé et sous refroidit dans le condenseur (composant 5) en contact avec l'eau venant du réseau avant de rejoindre à nouveau la pompe pour un nouveau cycle. Cette disposition en hauteur du condenseur permet d'éviter éventuellement la cavitation. La puissance récupérée par la génératrice est transmise au variateur et à son module de freinage (composant 7) puis dissipée dans un banc de charge résistif (composant 10). Le débitmètre (composant 6) permet de mesurer le débit du fluide réfrigérant. La plupart des composants sont liés au système

2.1. PRÉSENTATION DU BANC D'ESSAI ORC

d'acquisition (composant 9) qui collecte et traite toute l'instrumentation du banc.

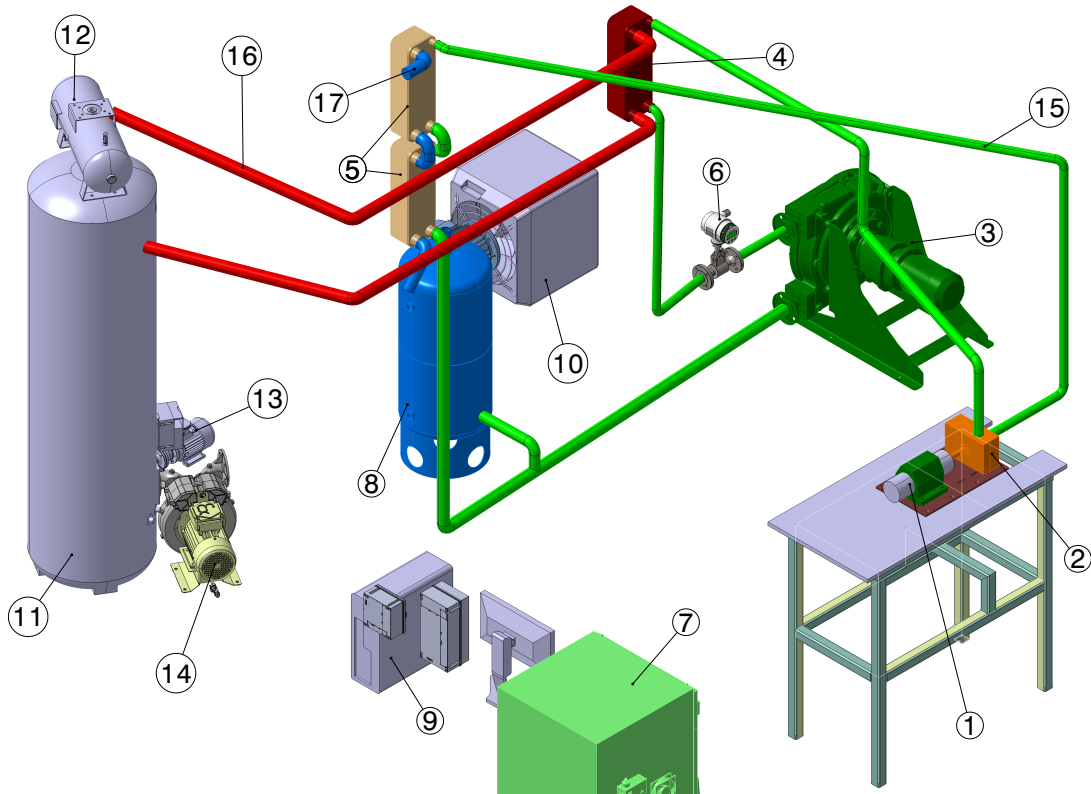


FIGURE 2.1 – Représentation 3D du banc d'essais ORC. En (1) la génératrice, (2) la turbine, (3) la pompe, (4) l'évaporateur, (5) le condenseur, (6) le débitmètre, (7) le variateur, (8) la bouteille d'air comprimé/réfrigérant, (9) le système d'acquisition, (10) le banc de charge, (11) le brûleur, (12) le réservoir d'huile, (13) la pompe à huile, (14) la soufflante, (15) le circuit du réfrigérant, (16) le circuit d'huile, (17) le circuit d'eau.

2.1.2 Caractéristiques des composants du banc

Les caractéristiques des composants du banc d'essai permettront de déterminer les plages de fonctionnement de la turbine MF21. Elles serviront également au choix du point fonctionnement de la turbine GT15. Notons qu'au début de la thèse, le banc d'essai était à l'état embryonnaire, n'ayant pas encore été totalement monté et n'ayant jamais été en fonctionnement.

La pompe

La pompe assure le débit du cycle et permet aussi d'agir sur la pression du cycle. Nous disposons d'une pompe péristaltique dont la pression maximale de refoulement est de 15 bar. La température

2.1. PRÉSENTATION DU BANC D'ESSAI ORC

du fluide pompé ne doit pas excéder 80°C et la vitesse de rotation maximale de la pompe est de 140 RPM. Cette pompe est entraînée via un réducteur de vitesse par un moteur asynchrone de 1.5 kW. La pression maximale de refoulement est une fonction linéaire du débit et de la vitesse de rotation. Ainsi pour chaque pression de refoulement, il faut s'assurer un débit maximal à ne pas dépasser correspondant à un fonctionnement intermittent de la pompe. Par exemple comme nous montre la figure 2.2, pour un refoulement à 15 bar, le débit volumique maximale est de $1.8 \text{ m}^3/h$.

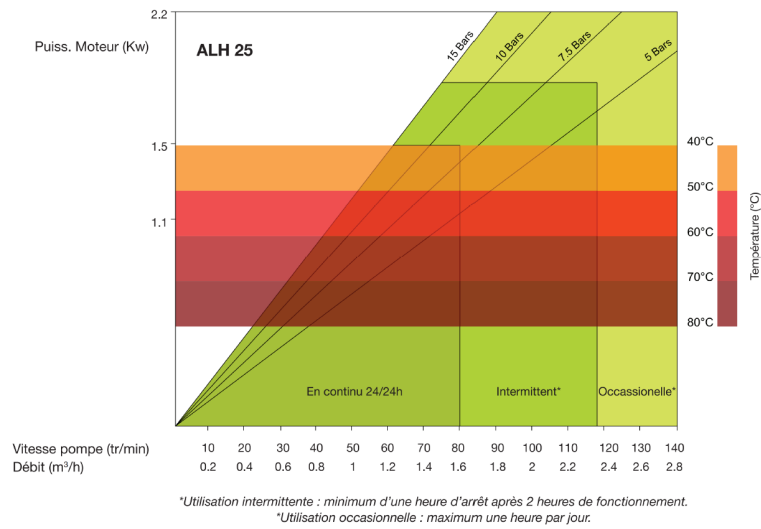


FIGURE 2.2 – Caractéristiques de la pompe péristaltique fournies par le constructeur.

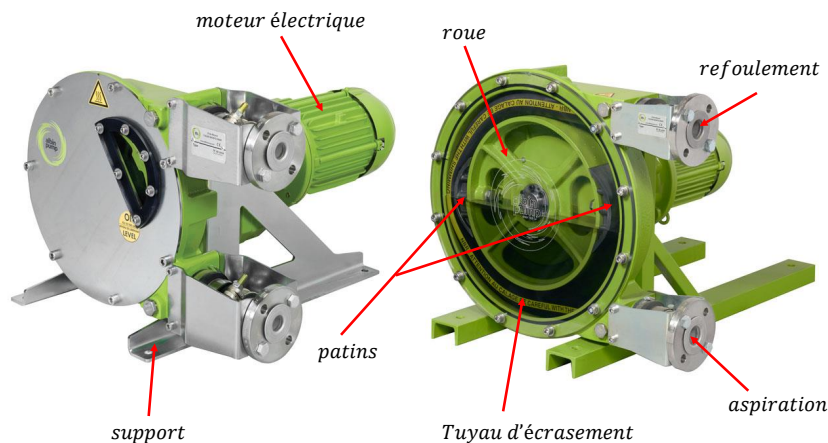


FIGURE 2.3 – Description de la pompe péristaltique

Le choix d'une telle pompe volumétrique permet de se prémunir des problèmes de cavitation et d'étanchéité. Les écoulements diphasiques sont tolérés si le condenseur ne refroidit pas suffisamment

2.1. PRÉSENTATION DU BANC D'ESSAI ORC

le fluide. Il s'agit aussi d'une pompe auto-amorçante. Les fuites sont quasi impossibles sur une telle pompe ; ce qui n'est pas négligeable dans la mesure où nous utilisons des réfrigérants. Comme nous le montre la figure 2.3, c'est l'écrasement du tuyau par la roue à patins qui assure l'élévation de pression dans la pompe. La pompe est donc adaptée aux applications avec des produits fluides corrosifs et ou agressifs. Un fonctionnement à sec est assuré sans dommage. Une telle pompe en plus de tourner dans les deux sens est facile à installer et la maintenance est facile (remplacement du tuyau et du réducteur de vitesse). Un faible niveau sonore (<70 dB à 1 mètre) est donné par le constructeur. Pour des grandes pressions, les cales placées sur les patins permettent d'ajuster la pression maximale de refoulement.

La broche électrique

Nous disposons d'une broche électrique d'une puissance maximale de 9 kW et d'une vitesse de rotation maximale de 60 000 RPM. Elle permet de convertir la puissance mécanique de la turbine en puissance électrique. Au vu de sa courbe caractéristique présentée sur la figure 2.4, la vitesse minimale afin d'avoir un couple est d'environ 10 000 RPM. Ces vitesses de rotation minimale et maximale nous ont permis de définir la plage de fonctionnement de notre turbine pour des variations de $\pm 25\%$. Pour une vitesse de rotation fixée, nous nous assurerons que la puissance soit entre 2 kW et 8.5 kW.

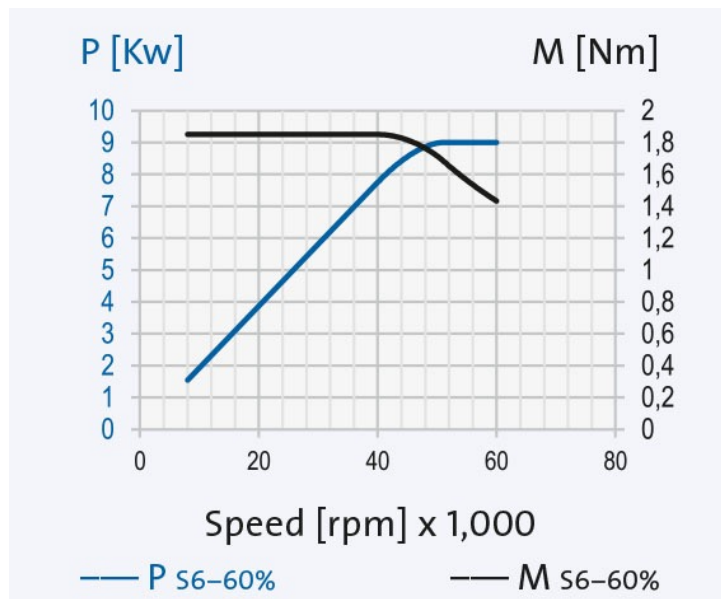


FIGURE 2.4 – Caractéristiques de la broche électrique

2.1. PRÉSENTATION DU BANC D'ESSAI ORC

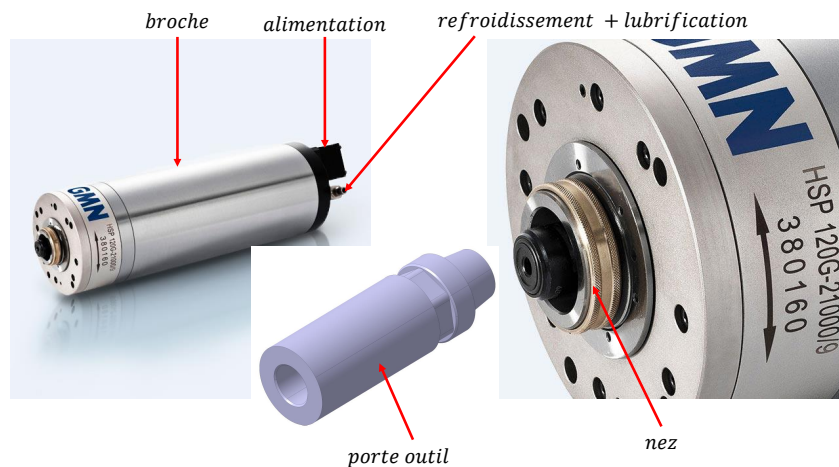


FIGURE 2.5 – Caractéristiques de la broche électrique

Un porte outil permet d'entraîner la turbine via l'arbre comme nous montre la figure 2.5. Un accouplement sera alors nécessaire pour corriger les défauts d'alignement des deux axes. La broche est refroidit par un circuit d'eau. La lubrification se fait via un circuit air-huile.

L'évaporateur-Le condenseur

Nous disposons d'échangeurs à plaques au condenseur et à l'évaporateur. L'évaporateur est compatible avec tout réfrigérant sauf l'ammoniac. Il supporte une pression maximale de 30 bar et un débit volumétrique maximum de $10 \text{ m}^3/h$ pour l'eau. Les températures autorisées sont dans l'intervalle -200°C à 200°C . Nous disposons également d'un condenseur à plaques ondulées fonctionnant jusqu'à 25 bar pour des températures entre -196°C et 225°C . Le débit volumétrique maximal est de $16.9 \text{ m}^3/h$ pour l'eau.

Les échangeurs à plaques brasées composés de plaques corruguées permettent un meilleur échange thermique pour un module compact. Ils occupent ainsi moins de places que les échangeurs thermiques à tubes et calandre. La turbulence générée par les plaques formant un nid d'abeille permet un meilleur échange thermique et donc une meilleure efficacité. Les risques de fuites sont minimes. La turbulence entraîne également un auto-nettoyage des plaques.

La figure 2.6 nous donne les sens de circulation des divers fluides à travers l'évaporateur et le condenseur. Les échangeurs sont montés à contre-courant. Dans l'évaporateur, l'huile chaude entre au point (7) et ressort au point (8), durant ce passage, l'énergie est cédée au réfrigérant entrant au point

2.1. PRÉSENTATION DU BANC D'ESSAI ORC

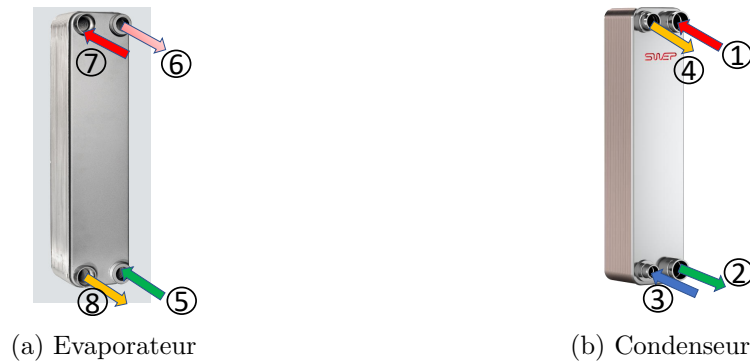


FIGURE 2.6 – Circulation des fluides à travers l'évaporateur et le condenseur.

(5) et sortant au point (6). Dans le condenseur, l'eau entre au point (3) et ressort au point (4), durant ce passage, l'énergie est prise au réfrigérant entrant au point (1) et sortant au point (2).

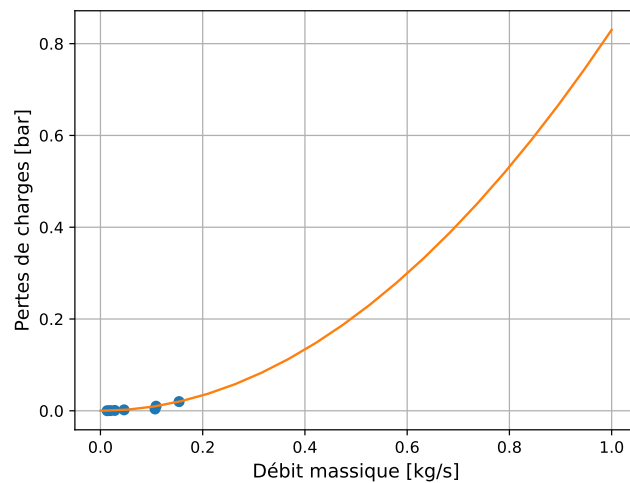


FIGURE 2.7 – Évolution de la perte de charge en fonction du débit dans l'évaporateur.

Le soucis majeur dans notre cas est la perte de charges dans les échangeurs. Cette perte de charge est principalement dépendante du débit volumique. Pour cela nous traçons la caractéristique des pertes en fonction du débit comme nous le montre la figure 2.7. La courbe correspond à des pressions de 3.7 bar pour le condenseur et 5.5 bar pour l'évaporateur. La perte de charge change peu entre ces deux valeurs de pression, avec le nombre de plaques et le fluide. Les pertes maximales pour un débit de 0.5 kg/s sont de l'ordre de 0.2 bar. Pour un condenseur comportant deux échangeurs en série, la perte de charge sera de 0.4 bar au plus. Cette chute de pression est largement assurée par l'élévation de

2.2. SÉLECTION DES FLUIDES DE TRAVAIL

pression de la pompe.

Le brûleur

Une chaudière à fioul permet de chauffer de l'huile (*SERIOLA ETA 32*) servant de source chaude pour l'évaporateur. Cette chaudière permet d'avoir de l'huile jusqu'à une pression de 10 bar et une température de 310°C. Le débit maximal d'huile est de 50 m^3/h . En fixant le débit d'huile de la chaudière ainsi que la température de l'huile, nous pouvons plus ou moins contrôler la température du réfrigérant en sortie de l'évaporateur. La chaudière existante a une puissance de 1.15 MW. Ceci dit le cycle n'en consomme qu'un faible pourcentage. Il a donc été nécessaire pour des raisons règlementaires de brider l'installation à 150 kW.

Le banc de charge

Nous disposons d'un dissipateur de chaleur qui en fait est une résistance électrique. La puissance maximale de dissipation est de 2 fois 4.5 kW avec une résistance de 26 Ω . Il est possible de dissiper par pic de 6 secondes une puissance de 2 fois 6.5 kW.

Le débitmètre

La mesure du débit réfrigérant est assurée par un débitmètre à effet Coriolis tenant à des pressions de 40 bar, des températures jusqu'à 130°C et pouvant mesurer un débit maximal de 1.805 kg/s .

2.2 Sélection des fluides de travail

La sélection des fluides de travail prend en considérations les aspects thermodynamiques, économiques, sécuritaires et environnementaux. La figure 2.8 nous montre les différents facteurs sous-jacents de ces aspects généraux.

Les différents aspects cités plus haut sont intégrés dans le développement des fluides de nouvelle génération . Au fil des années, aux aspects thermodynamiques, ont été ajoutés les aspects sécuritaires et environnementaux [15]. La figure 2.9 présente le processus général de sélection des fluides. Ce processus, comme nous le verrons prend en compte les critères cités plus haut. A partir des 123 fluides présents dans la base de donnée de la librairie *CoolProp* [201] répartis en une dizaine de familles, nous

2.2. SÉLECTION DES FLUIDES DE TRAVAIL

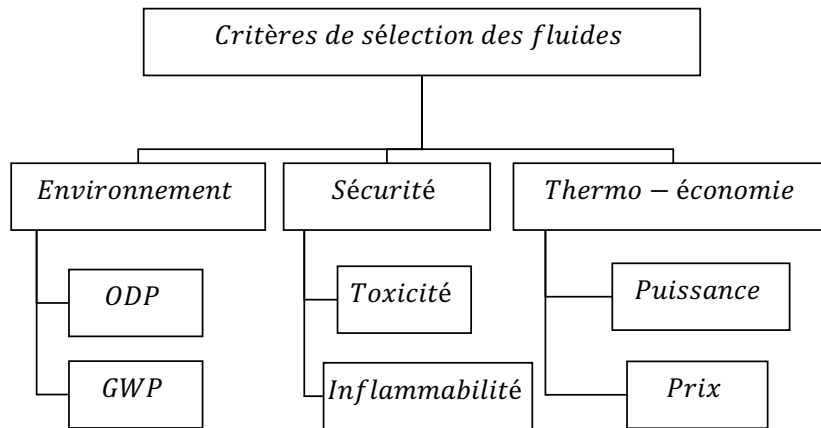


FIGURE 2.8 – Critères de sélection des fluides de travail dans les installations ORC.

déterminons la classe *ASHRAE* des fluides et procédons à une première élimination. Ensuite sont déterminés le *GWP* et l'*ODP* du fluide pour une seconde éviction. La phase finale prend en compte les propriétés thermodynamiques du fluide.

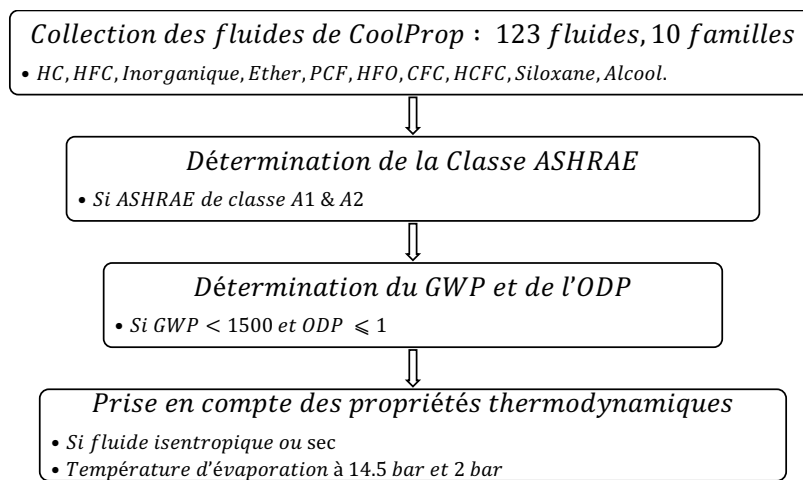


FIGURE 2.9 – Procédure de sélection des fluides de travail

2.2.1 Présélection des fluides : Classe ASHRAE, ODP et GWP

Avant tout, rappelons le classement *ASHRAE* (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) des fluides. Il s'agit d'une classification des fluides en fonction de leurs degrés d'inflammabilité et de toxicité. Le tableau 2.1 résume cette nomenclature. La classe *ASHRAE* d'un fluide est définie par une lettre A ou B suivi du chiffre 1, 2 ou 3.

2.2. SÉLECTION DES FLUIDES DE TRAVAIL

Indexe	Inflammabilité	Indexe	Toxicité
1	Non inflammable	A	Peu toxique
2	Peu inflammable	B	Toxique
3	Très inflammable		

TABLE 2.1 – Classement ASHRAE des fluides

Pour des raisons de sécurité, nous écartons tous les fluides très inflammables et tous les fluides toxiques. Utiliser des fluides très inflammables et toxiques ajoute des défis supplémentaires liés aux fuites [101]. Ceci est particulièrement contraignant dans un établissement recevant du public. Nous travaillerons donc uniquement avec des fluides de classe *A1* et *A2*. Le R245fa qui est largement utilisé dans la récupération des effluents thermiques mais de classe *B1* ne fera donc pas partir de notre étude. Les HC (HydroCarbures) étant inflammables, nous les éliminons pour des raisons de sécurité malgré leurs bonnes propriétés thermodynamiques (fluides isentropiques). Les éthers et les fluoroéthers sont inflammables et toxiques et thermodynamiquement peu intéressants. Les alcools sont inflammables, solubles dans l'eau et indésirables thermodynamiquement.

Pour des raisons environnementales, nous éliminons les fluides à haut pouvoir de réchauffement global (GWP : Global Warming Potential). Nous mettons aussi à l'écart les fluides n'ayant pas un potentiel de déplétion ozonique (ODP : Ozone Depletion Potential) proche de zéro. Cette procédure est en accord avec les récentes études [12] et les nouvelles réglementations vont dans ce sens. C'est ainsi que sont déjà interdits les CFC (ChloroFluoroCarbure) depuis l'an 2000 en respect du protocole de Kyoto tandis que les HCFC (HydroChloroFluoroCarbure) sont depuis 2015 interdits à l'usage d'après la réglementation européenne. Nous nous en passerons donc. En Europe toujours, seront bannis d'ici 2030 l'utilisation des HFC (HydroFluoroCarbures) dont le GWP est supérieur à 150 [202]. Depuis 2020 en Europe, les fluides dont le GWP est supérieur à 2 500 sont interdits dans les nouvelles installations. Il en sera de même pour les fluides dont le GWP est supérieur à 1 500 en 2025. Les PCF (PerFluoroCarbures) ont de très grand GWP ($GWP > 7300$) malgré leur grande inertie et leur grande stabilité. Ils seraient intéressants dans l'étude de la dynamique des gaz denses du fait de leur complexité moléculaire.

En remplacement des HFC, il est conseillé d'utiliser les HFO (HydroFluoroOléfine) [178]. Les siloxanes ont de bonnes propriétés thermodynamiques, sont peu toxiques et peu inflammables, ils ont une grande masse moléculaire. Quant aux fluides inorganiques, malgré leur faible impact sur

2.2. SÉLECTION DES FLUIDES DE TRAVAIL

l'environnement, ils ne sont pas faciles de manipulation.

Sur la base des 123 fluides disponibles dans CoolProp, nous avons donc fait une première présélection sur les catégories qui nous permet de choisir les HFC, HFO et les Siloxanes. A cette présélection on ajoute deux fluides qui sont en fait des mélanges de HFC. Il s'agit du NOVEC649 qui est un fluide de nouvelle génération et du SES36 disponible en quantité au laboratoire. Les fluides pré-sélectionnés sont énumérés par famille dans le tableau 2.2. Notons que nous avons décidé de ne choisir que les fluides dont le GWP est inférieur à 1500.

Familles	Fluides
HFC	R143a, R152a, R365MFC, SES36, NOVEC649
HFO	R1233zd(E), R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z)
Siloxanes	D4, D5, D6, MD2M, MD3M, MD4M, MDM, MM

TABLE 2.2 – Fluides pré-sélectionnés regroupés par famille.

La figure 2.10 montre les courbes de saturation des différents fluides pré-sélectionnés. Exceptés les Siloxanes, les divers fluides présentent des températures critiques inférieures à 180°C. Ce qui les rends aptes pour une utilisation dans la récupération des chaleurs fatales.

2.2.2 Sélection finale : propriétés thermodynamiques

Disposant déjà de quelques composants du banc d'essai, nous nous appuierons sur leurs caractéristiques afin de faire la sélection définitive des fluides.

Le choix d'une architecture classique sans réchauffe nous invite à éliminer les fluides dits "humides". Le type de fluide peut-être défini par la pente de la partie gazeuse de la courbe de saturation. On distingue les fluides dits secs, les fluides dits humides et les fluides dits isentropiques selon que la pente soit positive, négative ou nulle. La figure 2.11 nous montre le comportement des trois types de fluides lors d'une détente. Les fluides secs et isentropiques sont les mieux adaptés pour la récupération des chaleurs fatales.

2.2. SÉLECTION DES FLUIDES DE TRAVAIL

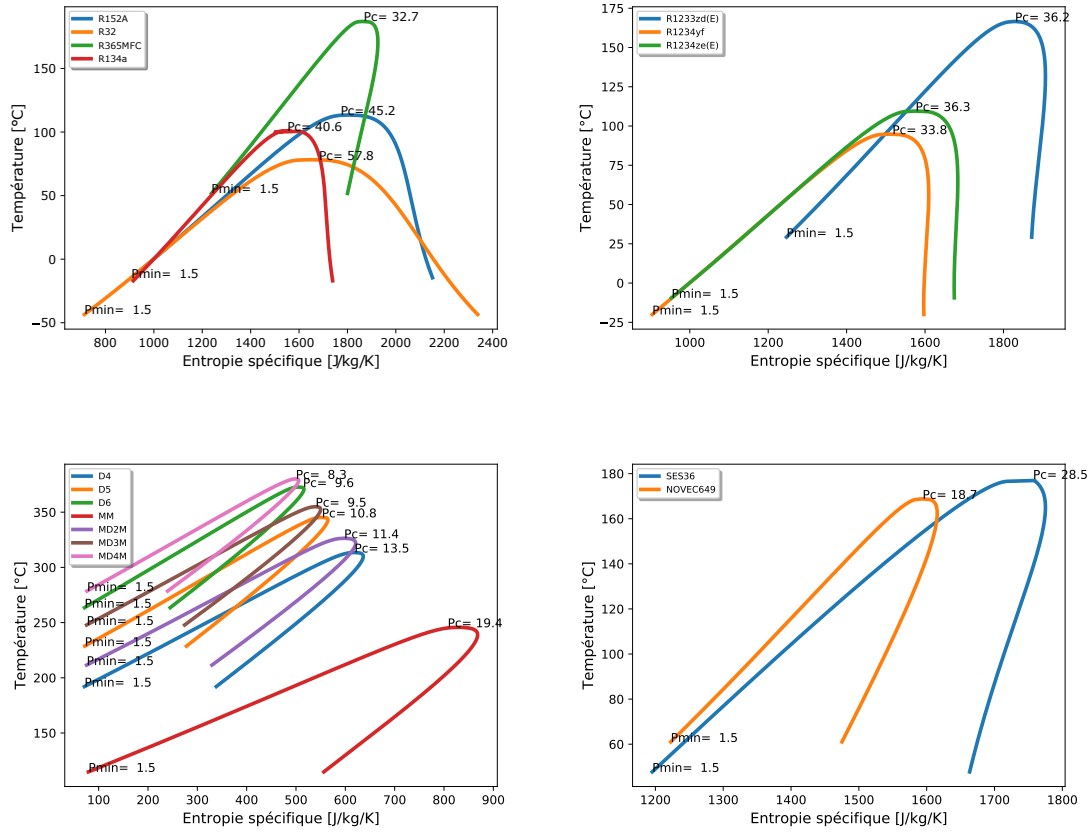


FIGURE 2.10 – Courbe de saturation des différents fluides pré-sélectionnés.

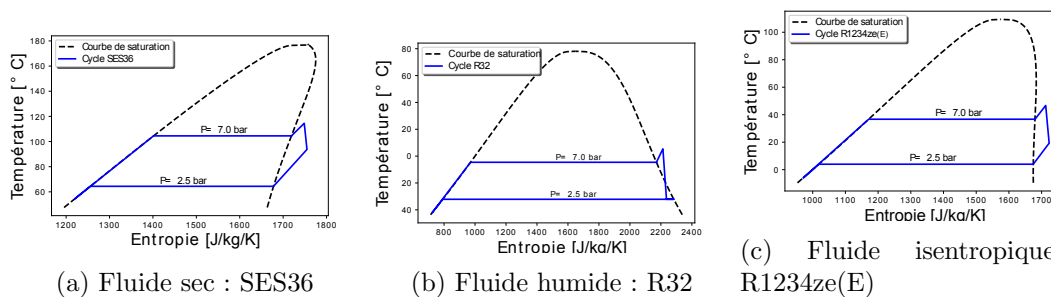


FIGURE 2.11 – Classification des fluides en fonction de la pente de la courbe de saturation.

Nous disposons d'une chaudière dont la température maximale de l'huile est de 310°C. Nous nous limiterons à des températures d'évaporation de 200°C étant dans la valorisation des sources à faible et moyenne températures. La pression maximale dans le circuit ne doit pas excéder les 15 bar à cause des

2.2. SÉLECTION DES FLUIDES DE TRAVAIL

limites de la pompe. Le refroidissement au condenseur se fait à l'eau dont les températures maximales sont de 25°C même en pleine canicule et dont la température minimale est de 0°C. En prenant une marge de 15°C, la température minimale de condensation est donc de 40°C.

Au vue des températures d'évaporation élevées des siloxanes à pression ambiante (à titre d'exemple, le siloxane D4 a une température d'évaporation de 191°C à 1.5 bar et de 230°C à 3.4 bar) ; seuls les siloxanes MM et MDM feront l'objet d'analyses ultérieures. Ces deux fluides sont quasiment les seuls de la famille présents dans la bibliographie. Notons que les siloxanes sont, par leur faible pression critique, très prometteurs pour les cycles supercritiques : 14.1 bar pour le siloxane MDM et 8.3 bar pour le siloxane MD4M.

En calculant les températures d'évaporation à 14.5 bar, nous éliminons les températures trop basses car nous aurons des problèmes de condensation et les températures d'évaporation trop élevées à cause des limites de notre source chaude. A titre d'exemple, le R32 à 14.5 bar a une température d'évaporation de 19.4°C et il s'agit d'un fluide humide. Ce qui vaut son élimination car tous les fluides humides sont éliminés dans la suite afin d'éviter des problèmes de surchauffe et de détente diphasique. Le tableau 2.3 nous donne les températures d'évaporation des fluides à 14.5 bar. Les températures d'évaporation nous permettent d'éliminer les HFC R152a, R134a et R32 et les HFO R1234yf, R1234ze(E).

Fluides	R1233zd(E)	R1234yf	R1234ze(E)	R1234ze(Z)
Température (°C)	117.6	56.1	67.0	105.1
Fluides	R152A	R365MFC	R134a	R32
Température (°C)	60.1	143.7	55.3	19.39
Fluides	MM	MDM	SES36	NOVEC649
Température (°C)	229.7	290.61	141.4	157.0

TABLE 2.3 – Température d'évaporation des fluides à 14.5 bar.

Le R1233zd(E) de classe A1 est préférable au R1234ze(Z) de classe A2L d'une part et d'autre part, à 14.5 bar, la température d'évaporation est de 115°C pour le R1233zd(E) et de 103 °C pour le R1234ze(Z). De plus, à 2 bar la température de condensation est de 37.7°C pour le R1233zd(E) et de 28.5°C pour le R1234ze(Z). Le siloxane MM qui à 9.2 bar a une température d'évaporation de 200°C et de 114.6°C à 1.5 bar est préférable au siloxane MDM dont les caractéristiques sont 200°C à 3 bar et 168°C à 1.5bar. Cependant aucun des siloxanes ne sera sélectionné du fait des températures trop élevées. Le NOVEC649 est un fluide de nouvelle génération dont les températures d'évaporation sont proches de celle du R365MFC à 14.5 bar et à 2.0 bar avec une différence de 10°C. Du fait de sa

2.2. SÉLECTION DES FLUIDES DE TRAVAIL

disponibilité au sein du laboratoire, nous utiliserons le SES36 dont la formule est proche du R365MFC malgré son GWP de 794. Il a tout de même l'avantage de ne pas être inflammable et présente de bonnes performances [116].

Au final, les fluides choisis sont : le R1233zd(E), le SES36, le NOVEC649. Le R1233zd(E) est souvent présenté comme le HFO en remplacement aux HFC (surtout au R245fa). Les différentes études montrent qu'il présente de meilleures performances que les autres HFO [102] [73] [203]. De récents travaux mettent aussi en avance les intérêts pour le Novec649 [119] [151] [204] [205] [206]. Le tableau 2.4 nous donne les caractéristiques des trois fluides sélectionnés.

Fluides	SES36	R1233zd(E)	Novec649
ASHRAE	A2	A1	A1
ODP	0	0	0
GWP	794	1	1
Type	HFC	HFO	HFC
Masse molaire (g/mol)	184.85	130.49	316.04

TABLE 2.4 – Caractéristiques des fluides sélectionnés.

Les figures 2.12a 2.12b et 2.12c nous montrent les 3 trois fluides sélectionnés avec les potentiels champs de pression et de température. Pour le SES36, nous pourrions faire des évaporations jusqu'à 139.5°C pour un facteur de compressibilité $Z = 0.669$ en entrée turbine et $Z = 0.967$ en sortie de la turbine. La température d'évaporation pour le R1233zd(E) pourrait atteindre 115.8°C pour un facteur de compressibilité de 0.724 en entrée de la turbine. Pour une température de 155.1°C, le Novec649 nous permettrait d'avoir un facteur de compressibilité de 0.545.

Il reste maintenant à déterminer les plages de débits, de taux de détente et de vitesse de rotation. Pour cela, il faut faire une modélisation du cycle prenant en compte les autres composants.

2.3. SÉLECTION DES PLAGES DE FONCTIONNEMENT

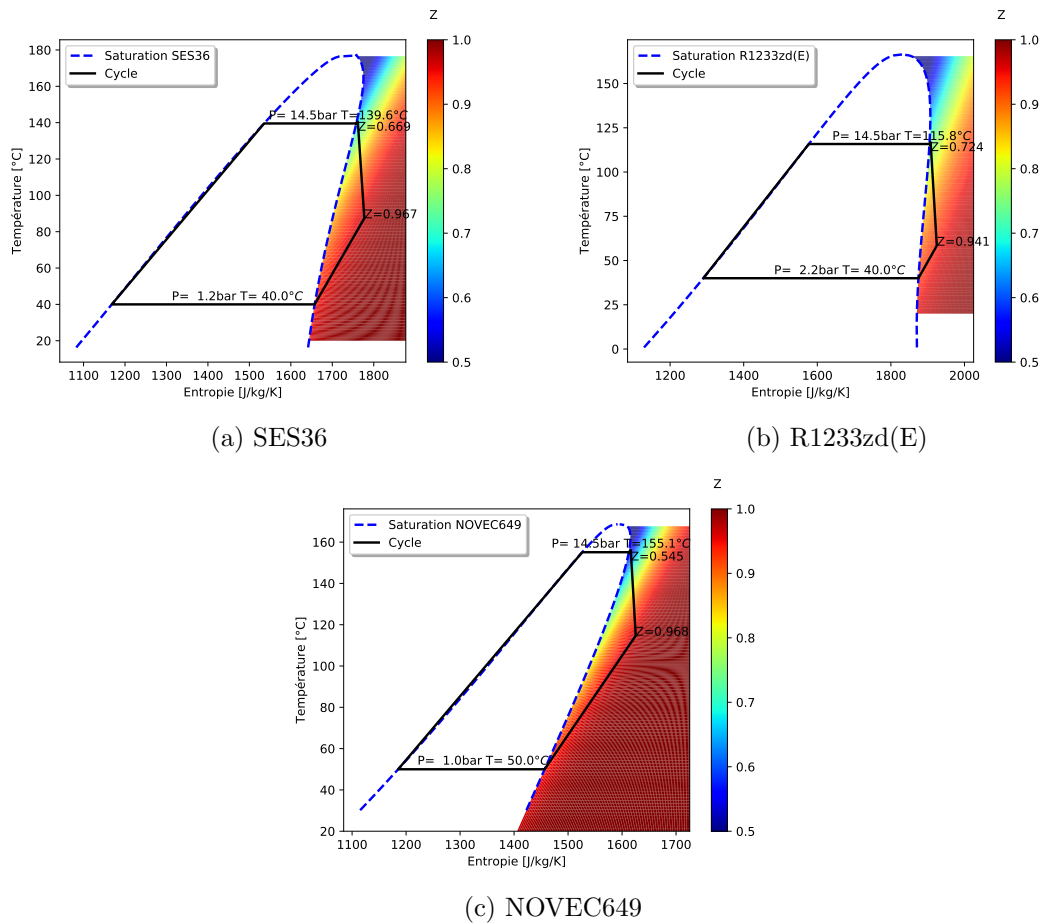


FIGURE 2.12 – Potentielles plages de fonctionnement du cycles avec le SES36, le R1233zd(E) et le NOVEC649.

2.3 Sélection des plages de fonctionnement

2.3.1 Modélisation thermodynamique du cycle

La modélisation du cycle prend en compte la nature et les caractéristiques des différents composants déjà existants ; ceci dans le but de déterminer les potentiels points de fonctionnement de notre cycle ORC. La figure 2.13 nous montre le cycle avec les différents points et les différents composants pris en compte dans la modélisation.

Le débit du cycle varie entre 0.1 et 1 kg/s dans les conditions de fonctionnement de la pompe. La vitesse de rotation varie entre 20 000 et 48 000 RPM afin de pouvoir faire des variations $\pm 25\%$ sur cette dernière. En effet en dessous de 15 000 RPM, nous n'avons pas de puissance électrique comme

2.3. SÉLECTION DES PLAGES DE FONCTIONNEMENT

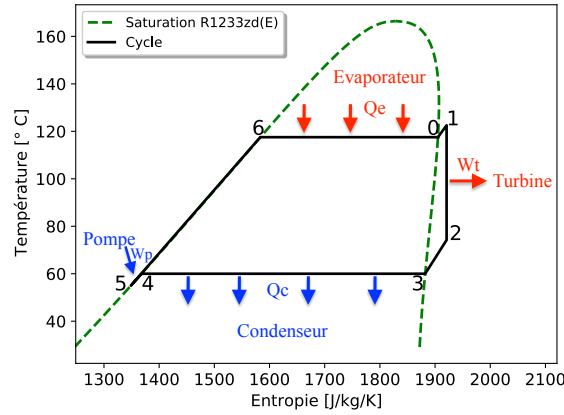


FIGURE 2.13 – Cycle modélisé avec points correspondants

nous le montre la figure 2.4 présentant les caractéristiques de la broche électrique.

Une petite surchauffe de 3°C à 5°C environ est envisagée pour l'auto-ensemencement [207]. Ceci pour une potentielle visualisation optique de l'écoulement par PIV. Un sous refroidissement de 5°C pourra être envisagé si l'on atteint les limites de température admissible par la pompe. Nous fixons donc la température maximale de fonctionnement de la pompe à 75°C. Parcourant la plage de pressions mentionnée dans la section 2.2.2 (2 bar à 14 bar), nous pouvons calculer le facteur de compressibilité Z aux points (1) et (2) correspondant respectivement à l'entrée et à la sortie de la turbine.

$$Z = \frac{Pv}{rT} \quad (2.1)$$

La chute d'enthalpie spécifique totale est définie par :

$$\Delta h = h_1 - h_2 \quad (2.2)$$

La vitesse périphérique est estimée d'après l'équation d'Euler :

$$\Delta h = \Delta(UC_U) \approx U^2 \quad (2.3)$$

Le nombre de Mach à l'entrée du rotor est estimé par :

$$M = \frac{U}{a_1} \quad (2.4)$$

2.3. SÉLECTION DES PLAGES DE FONCTIONNEMENT

Les puissances (\mathcal{P}_t) minimale et maximale de la turbine peuvent être calculées pour des variations de débit de $\pm 25\%$.

$$\mathcal{P}_t = \dot{m}\Delta h \quad (2.5)$$

La taille de la turbine est déduite pour la vitesse de rotation cible :

$$D = \frac{U}{60\pi N} \quad (2.6)$$

Nous calculons la vitesse spécifique ainsi que la hauteur de pale à l'entrée du rotor :

$$n_s = \omega \frac{\sqrt{\dot{m}/\rho_1}}{\Delta h^{3/4}} \quad (2.7)$$

$$b = \frac{\dot{m}}{\pi D U \rho_1} \quad (2.8)$$

Les puissances au condenseur et à l'évaporateur sont calculées comme suit :

$$\mathcal{P}_c = \dot{m}(h_2 - h_5) \quad (2.9)$$

$$\mathcal{P}_e = \dot{m}(h_1 - h_5) \quad (2.10)$$

Le rendement du cycle peut alors être déduit :

$$\eta_c = \frac{\mathcal{P}_t}{\mathcal{P}_e} = 1 - \frac{\mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_e} \quad (2.11)$$

Les figures 2.14, 2.15 et 2.16 nous donnent tous les points de fonctionnement possible avec les trois fluides. Les taux de détente ($\pi = \frac{p_1}{p_2}$) peuvent aller jusqu'à 3. Les diamètres des rotors varient entre 10 mm et 350 mm. Quant aux vitesses spécifiques (n_s) elles peuvent atteindre 5. Dans certaines conditions, la puissance peut atteindre 35 kW. Il faut donc faire des choix sur les conditions de fonctionnement opérationnelles. L'idée finale étant d'avoir une turbine de diamètre et de hauteur d'aubes acceptables.

La discrimination des plages de fonctionnement se fait comme suit :

2.3. SÉLECTION DES PLAGES DE FONCTIONNEMENT

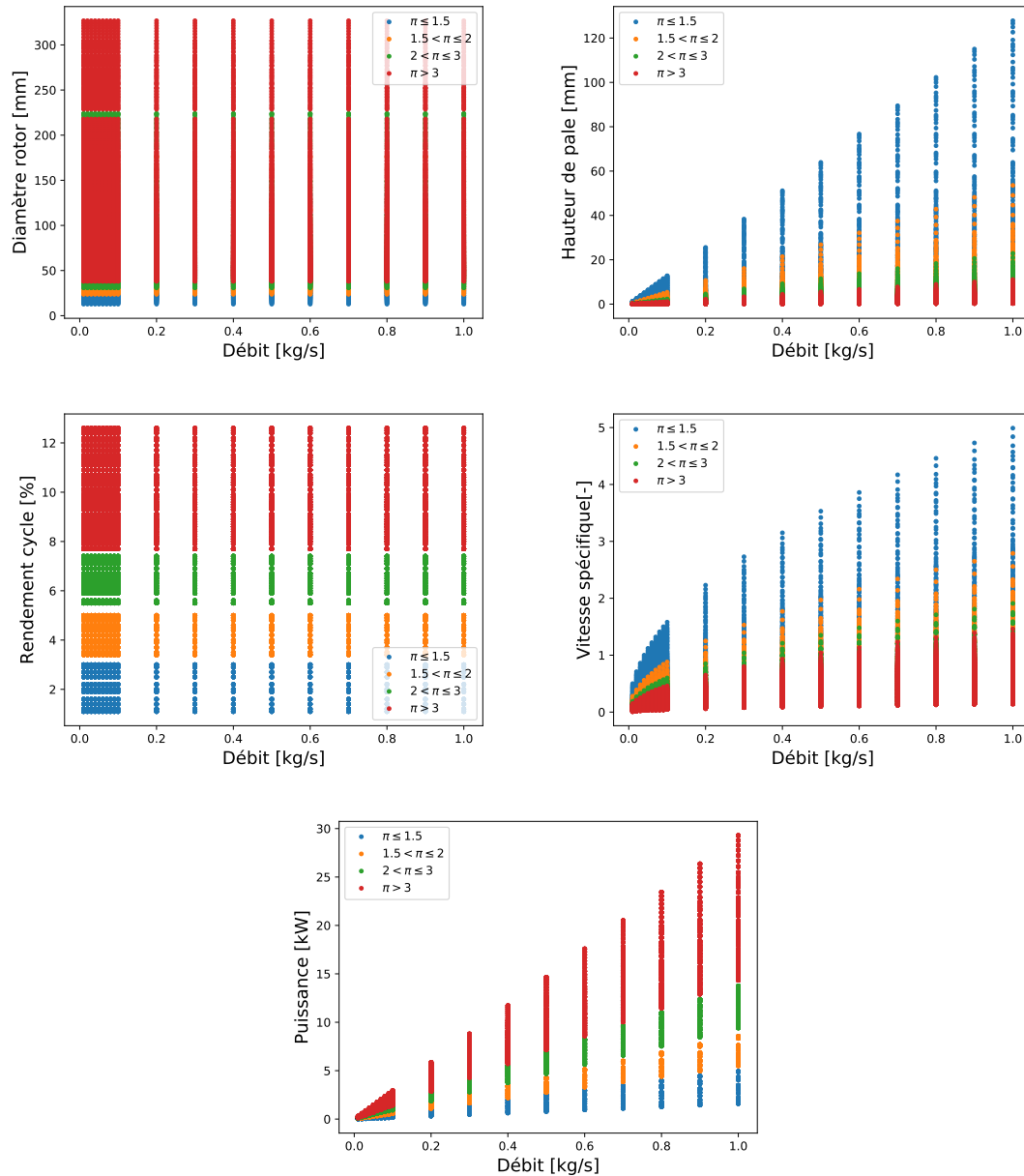


FIGURE 2.14 – Caractéristiques de la turbine et du cycle pour le SES36 à divers taux de détente.

Les vitesses spécifiques en turbomachines sont comprises entre 0.1 et 0.9 pour des rendements supérieures à 70%. La plage des vitesses spécifiques délimite les taux de détente fonctionnels. Ils ne doivent être ni trop faibles ni trop élevés. Les taux de détente entre 1.5 et 2.0 semble être le bon compromis en prenant en compte la puissance. La puissance maximale ne doit pas excéder 8.5 kW et puissance minimale ne doit pas être en dessous de 1.5 kW. Ces puissances correspondent à des

2.3. SÉLECTION DES PLAGES DE FONCTIONNEMENT

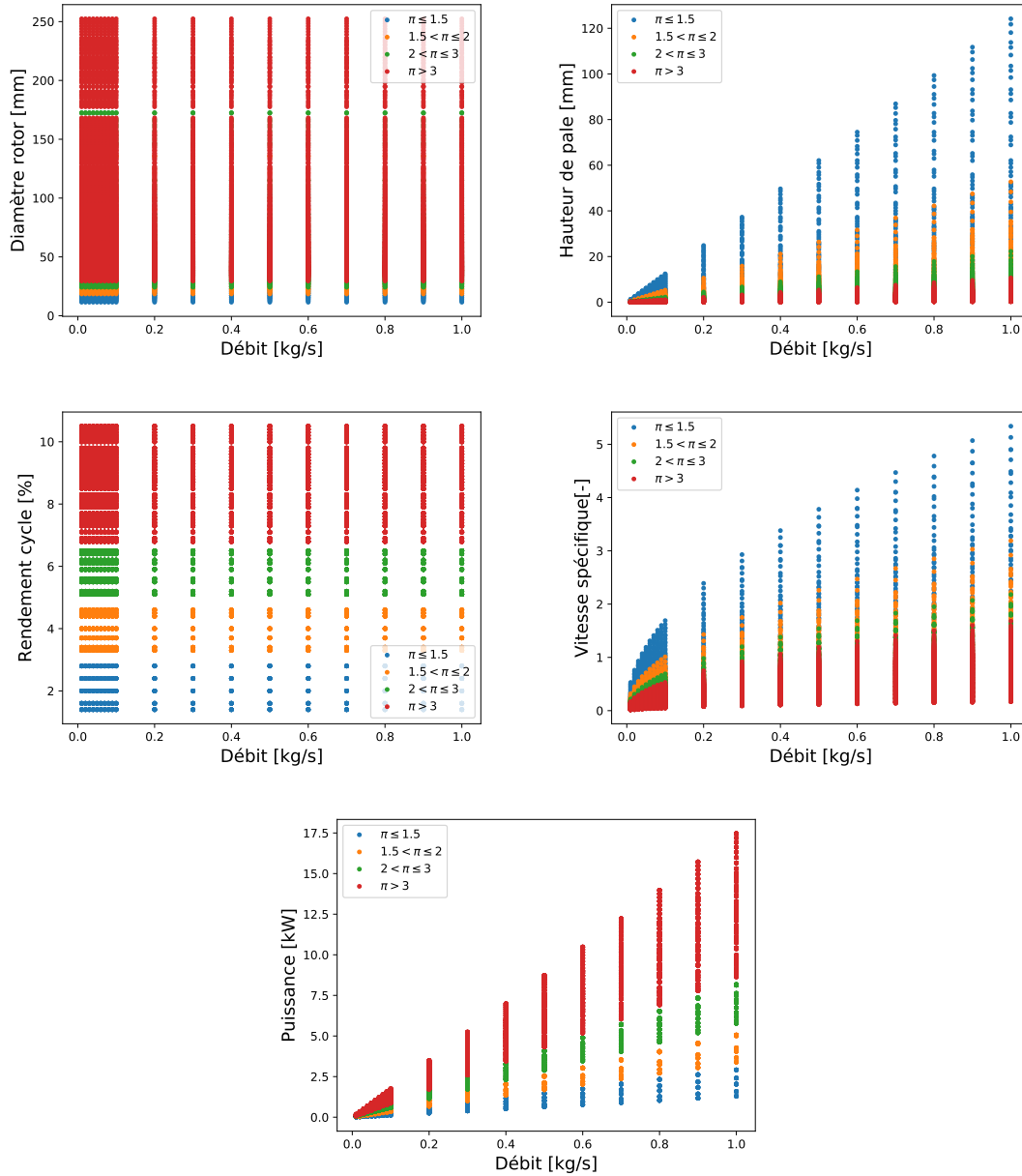


FIGURE 2.15 – Caractéristiques de la turbine et du cycle pour le NOVEC649 à divers taux de détente.

variations de débit de $\pm 25\%$ de part et d'autre du débit de design.

Le diamètre de la broche étant d'environ 10 cm et en estimant que le diamètre de la volute correspondrait approximativement à deux fois le diamètre du rotor, nous choisissons pour base des rotors d'environ 5 cm de diamètre. Cependant pour des diamètres trop petits ($R_4 < 4$ cm) l'accès optique pour une potentielle visualisation de l'écoulement sera difficile. Pour des roues trop grandes ($R_4 > 8$

2.3. SÉLECTION DES PLAGES DE FONCTIONNEMENT

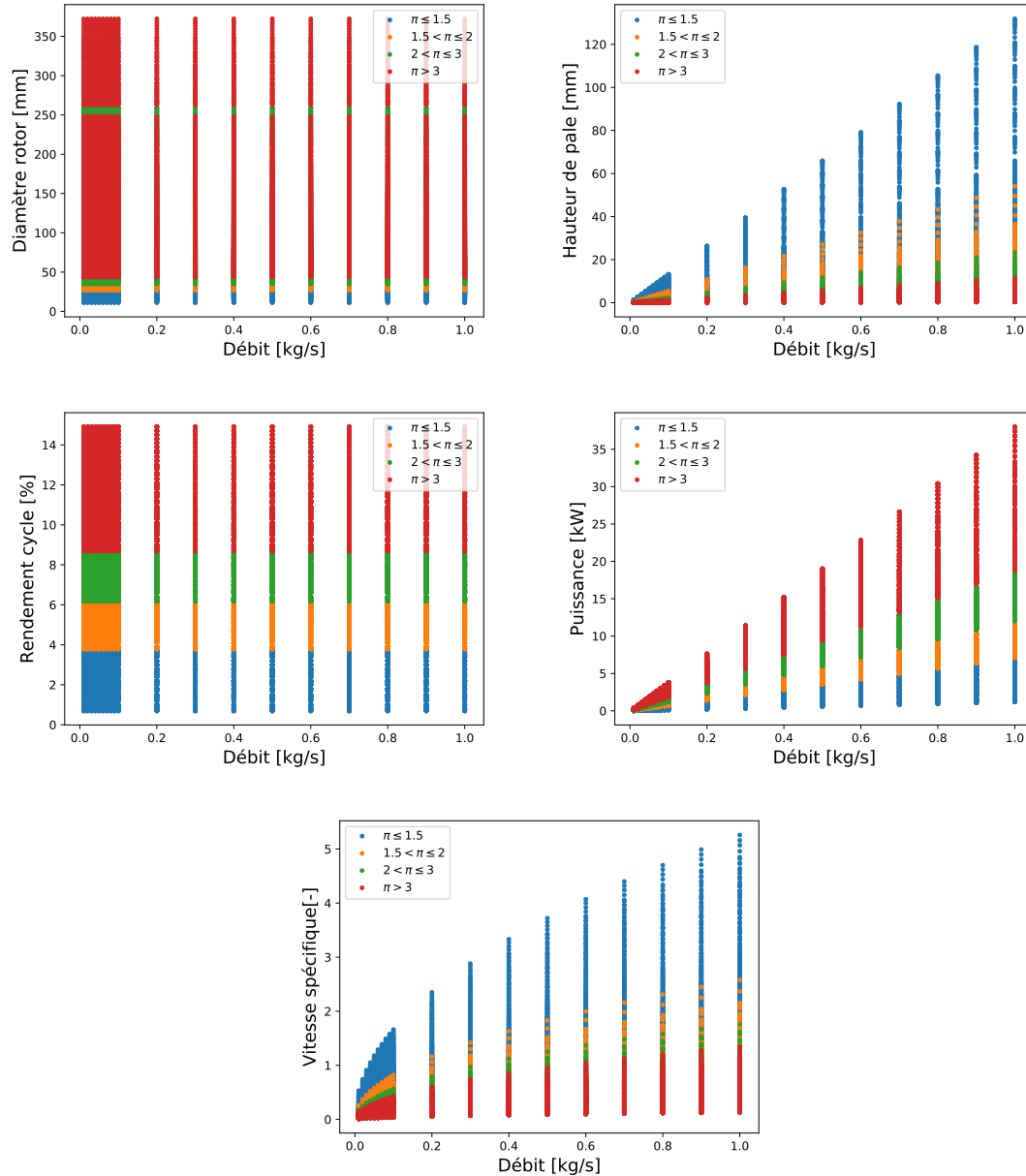


FIGURE 2.16 – Caractéristiques de la turbine et du cycle pour le R1233zd(E) à divers taux de détente.

cm), à certaines valeurs de diamètre spécifique, les hauteurs d’aubes seront trop faibles (< 1 mm), posant problème pour la fabrication et la potentielle visualisation optique. De grands diamètres du rotor nécessiteraient l’ajout de roulements supplémentaires durant la conception mécanique. Nous jouons donc sur la vitesse de rotation ou sur le débit pour obtenir plusieurs plages de design correspondant au couple (n_s, d_s) . Notons tout de même que les vitesses de rotation des turbines radiales dans la

2.3. SÉLECTION DES PLAGES DE FONCTIONNEMENT

bibliographie vont de 8 000 RPM à 80 000 RPM [208].

Nous nous plaçons dans des conditions de fonctionnement correspondant à de grandes variations du facteur de compressibilité Z . Pour des valeurs trop petites de Z ($Z < 0.6$), le gaz est trop dense pour une visualisation par la méthode Schieleren [158] et pour Z trop grandes ($Z > 0.95$), le gaz présente un comportement gaz idéal. Ainsi, nous intéressons-nous à plusieurs gammes de pression et de température en entrée et sortie afin de voir les variations de comportements.

2.3.2 Sélection des plages de fonctionnement

La première partie de la modélisation n'a pas pris en compte la méthode de design de la turbine (rotor et volute). En prenant en comptes les limites inférieures et supérieures des différents paramètres présentés dans le tableau 2.5, et en combinant la modélisation cycle avec la méthodologie de design de la turbine; nous pouvons déterminer les véritables points de fonctionnement.

Paramètres	Limite inférieure	Limite supérieure
Température sortie condenseur (°C)	40	80
Z turbine (-)	0.55	0.95
Nombre de Mach (-)		0.95
Puissance turbine (kW)	1.5	8.5
Débit pompe (m^3/h)	-	2.2
Vitesse turbine (RPM)	20 000	48 000
Diamètre rotor (mm)	20	100
hauteur de pale rotor (mm)	2	-

TABLE 2.5 – Limites inférieures et supérieures des paramètres dans le choix des points de fonctionnement

La méthodologie de design de la turbine est présentée au chapitre 3. Nous raffinons progressivement les plages de fonctionnement afin d'avoir les mêmes caractéristiques géométriques pour les trois fluides dans divers conditions de fonctionnements. La figure 2.17 nous donne les caractéristiques de la turbine après application partielle des filtres.

La table 2.6 nous donne les conditions de fonctionnement pour les différents fluides ainsi que les caractéristiques géométriques du rotor. Nous remarquons qu'il faut faire quelques modifications sur la géométrie du NOVEC649. Ceci est dû à la taille de discrétisation en débit, en vitesse de rotation et en pression. Nous apportons donc manuellement des modifications sur les conditions de fonctionnement afin d'obtenir les mêmes caractéristiques géométriques pour les trois fluides. Pour les trois fluides, les

2.3. SÉLECTION DES PLAGES DE FONCTIONNEMENT

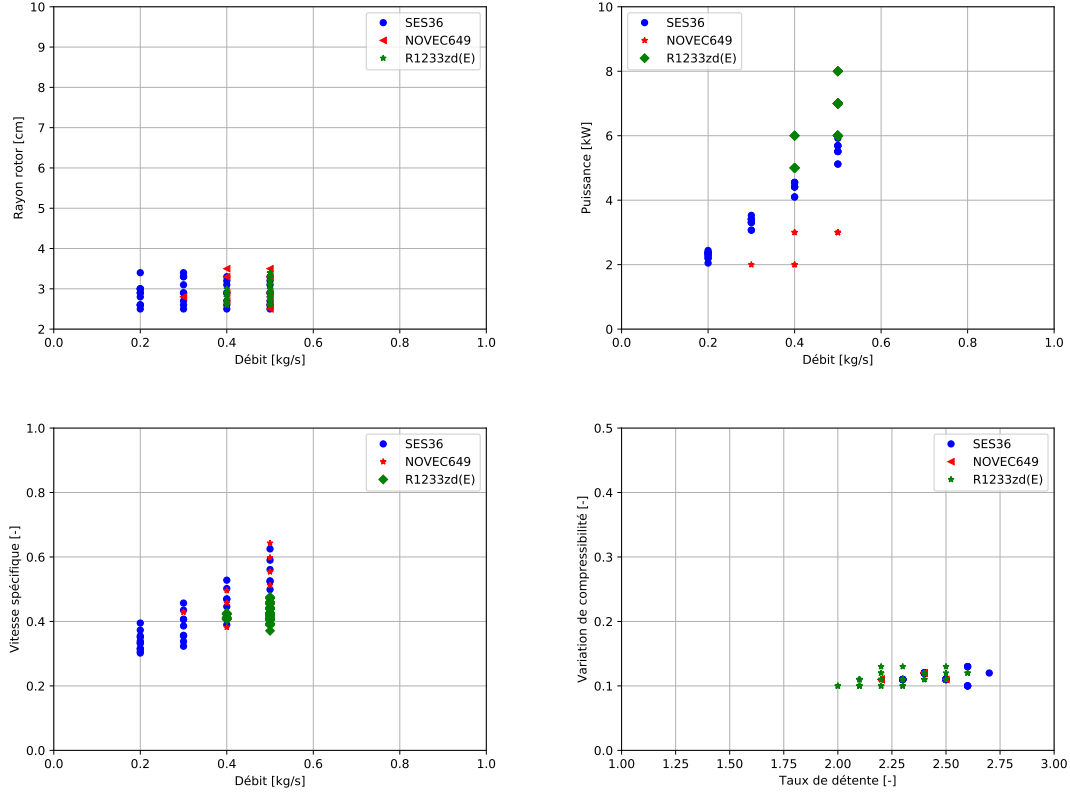


FIGURE 2.17 – Caractéristiques de la turbine après application partielle des filtres

températures en entrée varient entre 84°C et 114°C tandis que les pressions sont entre 5.5 bar et 6.5 bar. Pour des vitesses de rotation variant entre 25 000 RPM et 36 000 RPM, les taux de détente sont compris entre 1.8 et 2.2.

Paramètres	Unités	SES36	NOVEC649	R1233zd(E)
Température T_1	[°C]	99.2	113.6	84.5
Pression P_1	[bar]	5.5	5.5	6.5
Taux de détente π	[-]	1.8	2.2	1.9
Compressibilité Δ_Z	[-]	0.07	0.11	0.06
Débit \dot{m}	[kg/s]	0.4	0.55	0.4
Rayon R_4	[cm]	3.1	3.2	3.0
Hauteur b_4	[cm]	0.3	0.3	0.3
Vitesse de rotation N	[RPM]	30000	26000	36000
Vitesse spécifique n_s	[-]	0.481	0.503	0.485

TABLE 2.6 – Points de fonctionnement correspondant aux trois fluides

2.4 Choix d'une turbine classique GT15

2.4.1 Caractéristiques de la turbine GT15

Dans la perspective de réduire le coût d'une installation ORC, nous proposons de réutiliser un compresseur pour un fonctionnement en mode turbine. En effet, le coût de développement d'une turbine représente entre 20% et 50% d'une installation ORC. Nous choisissons une roue de Garrett GT1544V. Ce choix se justifie pour plusieurs raisons. Dans les turbocompresseurs de Garrett, la turbine est en Inconel et solidaire à l'arbre. Ceci pose des problèmes d'adaptation et d'équilibrage. Le compresseur en aluminium quant à lui n'est maintenu en position que par un écrou. Ce compresseur Garrett a déjà fait l'objet de travaux numériques [200]. La courbe de performance de la GT15 est représentée sur la figure 2.18. La figure ?? nous les vues 3D de la volute et du rotor tandis que la table 2.7 nous donne les caractéristiques géométriques.

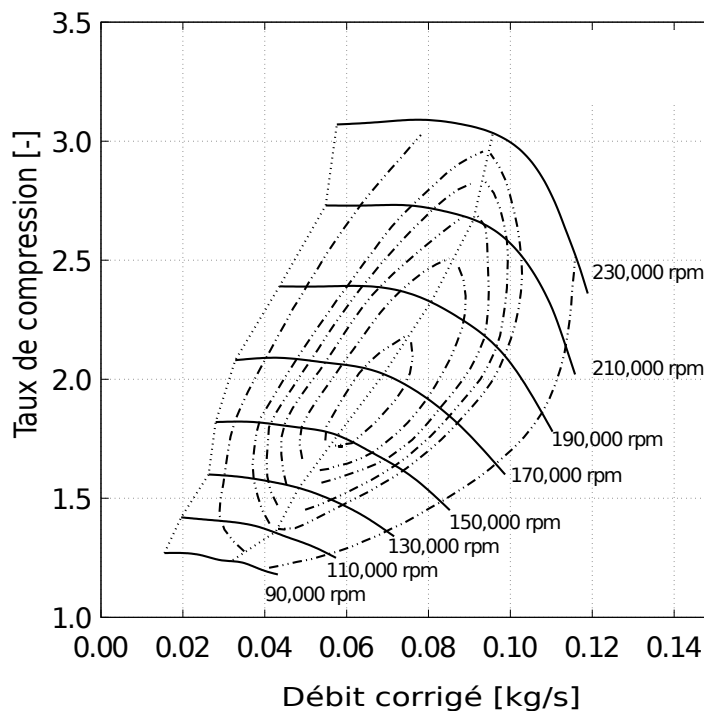


FIGURE 2.18 – Carte de performances du compresseur Garrett GT1544V

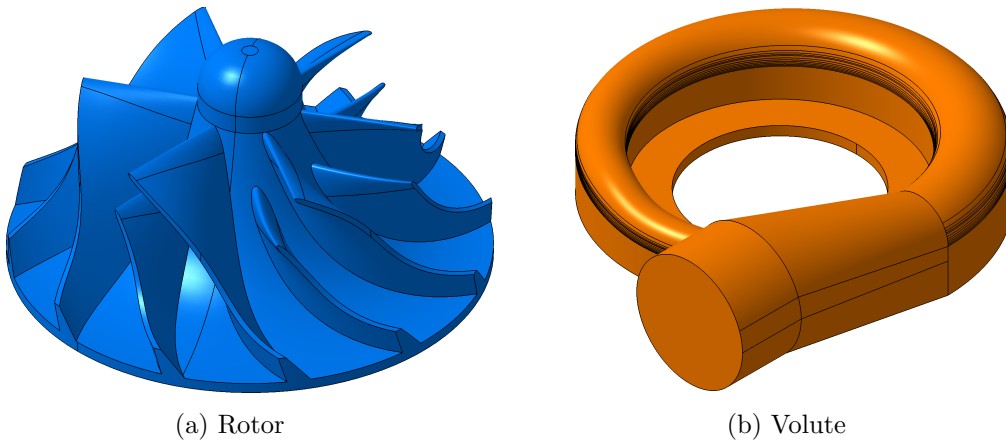


FIGURE 2.19 – Rotor et volute de la Garrett GT1544V

Composants	Paramètres	Valeurs	Unités
Volute	Rayon d'entrée R_1	43.0	mm
	Section d'entrée A_1	360.43	mm ²
Stator	Rayon d'entrée R_2	37	mm
	Hauteur d'entrée b_2	3.06	mm
Rotor	Rayon d'entrée R_4	22	mm
	Hauteur d'entrée b_4	2.66	mm
	Angle relatif à l'entrée β_4	45	°
	Angle relatif en sortie au moyeu β_{5h}	27.89	°
	Angle relatif en sortie au carter β_{5s}	60.0	°
	Rayon en sortie au moyeu R_{5h}	4.75	mm
	Rayon en sortie au carter R_{5s}	15.55	mm
	Hauteur Z	15.4	mm
	Nombre de pales Z_r	6 - 6	-

TABLE 2.7 – Caractéristiques géométriques de la Garrett GT1544V.

2.4.2 Choix du point de fonctionnement de la turbine GT15

Se basant sur les caractéristiques géométriques de la turbine GT15, et en faisant varier le débit, la vitesse de rotation, la température d'entrée, la pression d'entrée ainsi que le taux de détente, il a été possible de déterminer les conditions de fonctionnement correspondant à la turbine GT15. Le tableau 2.8 nous donne les conditions de fonctionnement de la turbine GT15.

2.4. CHOIX D'UNE TURBINE CLASSIQUE GT15

Paramètres	Unités	Valeurs
Température d'entrée T_1	° C	93.3
Pression d'entrée P_1	bar	5.0
Densité en entrée ρ_1	(kg/m^3)	36.7
Rapport des capacités thermique en entrée γ_1	(-)	1.11
Taux de détente π	(-)	1.923
Vitesse de rotation N	RPM	35 000
Débit \dot{m}	kg/s	0.3
Vitesse spécifique n_s	(-)	0.49
Facteur de compressibilité Z	(-)	0.849

TABLE 2.8 – Conditions de fonctionnement correspondants à la turbine GT15 avec le SES36

Conclusion

Les travaux décrits le long de ce chapitre ont permis de définir le cahier des charges des turbines qui seront conçues et testées.

Dans un premier temps, une sélection des fluides a été faite. Cette sélection prend en compte les nouvelles générations de réfrigérants présentant de meilleures propriétés thermodynamiques tout en étant plus respectueux de l'environnement et moins dangereux pour l'homme. Les fluides sélectionnés sont les mélanges de HCFs (SES36 et NOVEC649) et le HFO R1233zd(E).

Dans une deuxième partie, en prenant compte des composants pour un futur banc d'essai, nous avons pu établir les plages de fonctionnement de la turbine MF21 par une modélisation thermodynamique du cycle.

Dans une dernière phase, nous avons présenté les caractéristiques géométriques de la turbine GT15 et déterminé son point de fonctionnement.

Dans la suite, il sera question de faire l'analyse par la ligne moyenne des performances de la turbine MF21 par une méthode directe 0D.

2.4. CHOIX D'UNE TURBINE CLASSIQUE GT15

Chapitre 3

Dimensionnement et prédiction des performances de la turbine MF21

Contenu

3.1	Dimensionnement aéro thermodynamique de la turbine MF21	78
3.1.1	Design du rotor	79
3.1.2	Design de la volute	82
3.1.3	Géométrie finale et points de fonctionnement de la turbine MF21	84
3.2	Analyse des performances par une approche ligne moyenne	86
3.2.1	Méthode directe 0D	86
3.2.2	Modèles de pertes	88
3.2.3	Performances de la turbine	91
3.2.4	Répartition des pertes dans la turbine	93
3.3	Modélisation système acausale de la turbine MF21	98
3.4	Similitudes en gaz denses de la turbine MF21.	99

Le chapitre courant traite des approches de dimensionnement aéro-thermodynamique (méthode inverse) et d'analyse des performances par la ligne moyenne (méthode directe). Le schéma général des travaux numériques menés durant cette thèse est représenté sur l'organigramme de la figure 3.1. L'idée étant de dimensionner une turbine fonctionnant avec plusieurs fluides dans la zone dite "gaz dense" ($Z < 1$). Ceci afin de fournir les données expérimentales manquantes à la communauté scientifique. Nous présenterons dans une première partie la méthode inverse qui a permis de dimensionner la turbine MF21 avant d'aborder la méthode directe ayant permis d'établir les performances de la machine. Nous analyserons ensuite les performances de la turbine MF21 par une approche acausale et enfin aborderons les similitudes dans les gaz denses.

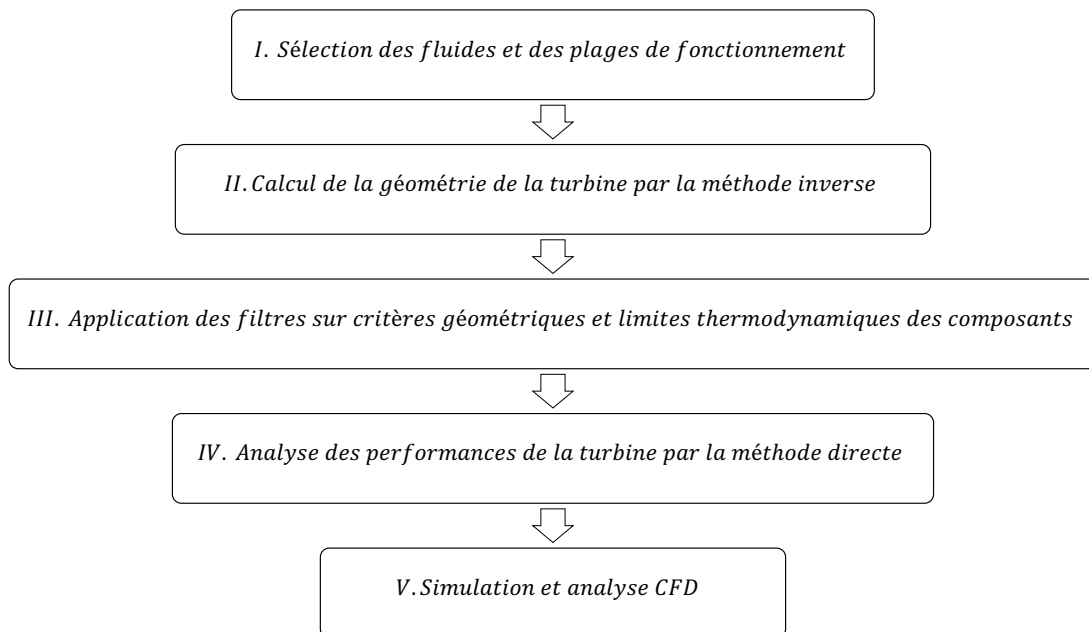


FIGURE 3.1 – Organigramme général des travaux numériques

3.1 Dimensionnement aéro thermodynamique de la turbine MF21

Le design d'une turbine connaissant le cahier des charges fait l'objet de ce qu'on nomme "méthode inverse". La méthode inverse se base principalement sur des corrélations et des règles métiers. Le dimensionnement préliminaire de la volute et du rotor est fait en se basant sur la méthodologie proposée par Aungier [131] tout en apportant des corrections prenant en compte la nature réelle du gaz et la taille de la machine.

La figure 3.2 nous montre la turbine ainsi que la nomenclature adoptée. Le point (1) correspond à l'entrée de la turbine et donc de la volute. Le point (2) correspond à l'entrée du stator donc la sortie de la volute. Quant au point (3), il correspond à l'interface stator rotor et donc à la sortie du stator. Le point (4) représente l'entrée du rotor. Enfin le point (5) désigne la sortie du rotor et donc de la turbine. Notons qu'ici nous avons un distributeur lisse, sans aubages.

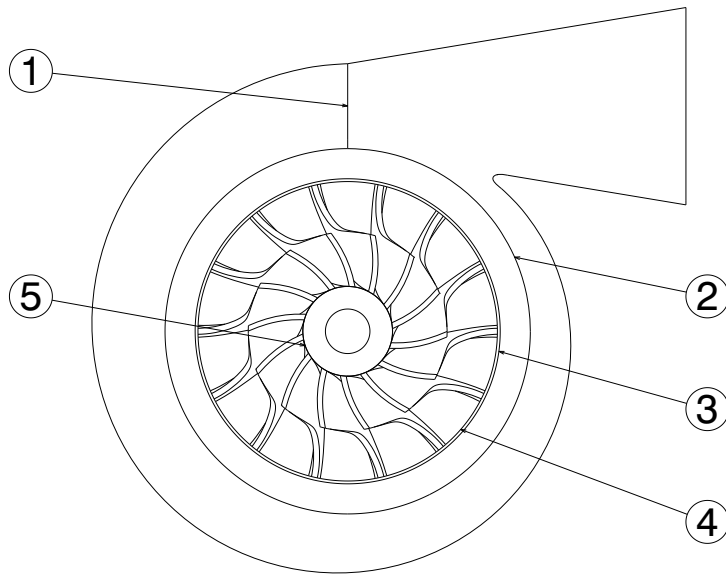


FIGURE 3.2 – Représentation de la turbine ainsi que sa nomenclature

3.1.1 Design du rotor

La méthodologie de design du rotor est représentée sur la figure 3.3.

En entrée, nous avons les paramètres suivants : débit, vitesse de rotation, pression et température. Les grandeurs thermodynamiques telles que l'enthalpie spécifique en kJ/kg et l'entropie spécifique en $kJ/kg/K$ sont calculées en utilisant *CoolProp* [201] :

$$h, s = HEOS(p, T) \quad (3.1)$$

HEOS signifiant *Helmoltz energy equation of state* qui est la modélisation des équations d'états utilisée dans *CoolProp* [201]. p désigne la pression, T la température, h l'enthalpie spécifique et s l'entropie spécifique.

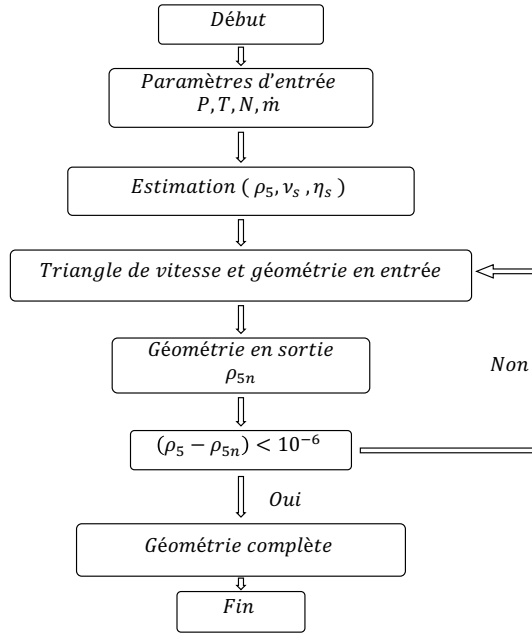


FIGURE 3.3 – Méthodologie de design du rotor par la méthode inverse.

Nous pouvons alors estimer la vitesse spécifique comme suit :

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{\dot{m}/\rho_5}}{\Delta h_s} \quad (3.2)$$

Avec Δh_s la chute d'enthalpie entre les grandeurs totales en entrées et les grandeurs statiques en sortie, \dot{m} le débit, ρ_5 la densité en sortie du rotor et ω la vitesse de rotation.

En utilisant les corrélations représentées sur la figure 3.4 et dont les équations sont écrites ci-dessous, nous pouvons estimer le rendement et le rapport de vitesse débitante.

$$\nu_s = 0.737n_s^2 \quad (3.3)$$

$$\eta_s = 0.87 - 1.07(n_s^2 - 0.55)^2 - 0.5(n_s - 0.55)^3 \quad (3.4)$$

En utilisant la vitesse $C_s = \sqrt{2\Delta h_s}$ correspondant à une conversion totale de l'énergie, nous pouvons calculer la vitesse périphérique en entrée du rotor $U_4 = \nu_s C_s$. La composante tangentielle est

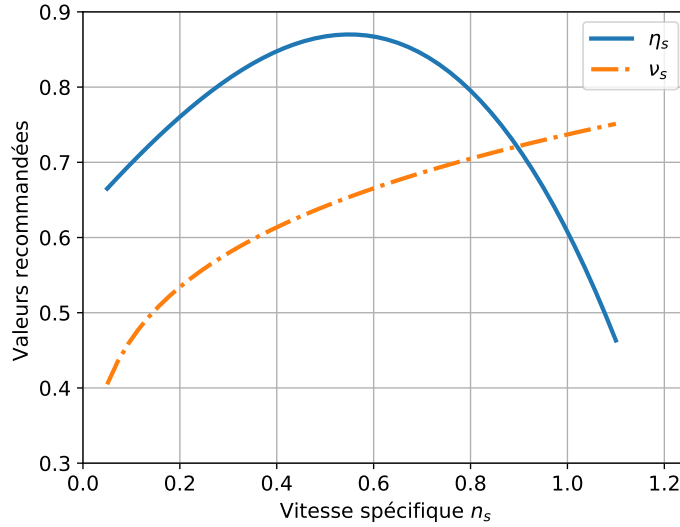


FIGURE 3.4 – Courbes de performance généralisée [131].

alors estimée comme suit :

$$C_{\theta 4} = \frac{U_4 \eta_s}{2v_s^2} \quad (3.5)$$

La vitesse absolue α_4 en entrée est estimée en utilisant la corrélation de Rohlik's [130] :

$$\alpha_4 = 10.8 + 14.2n_s^2 \quad (3.6)$$

La figure 3.5 nous donne les triangles de vitesse en entrée et en sortie du rotor. Ils nous permettent de calculer les autres composantes de la vitesse.

En utilisant la relation de Capata [141], nous pouvons calculer le nombre d'aubages approprié pour les petites turbines.

$$Z_r = \frac{\pi}{30 \tan \alpha_4} (\alpha_4 + 20) \quad (3.7)$$

Avec l'angle α_4 en degré

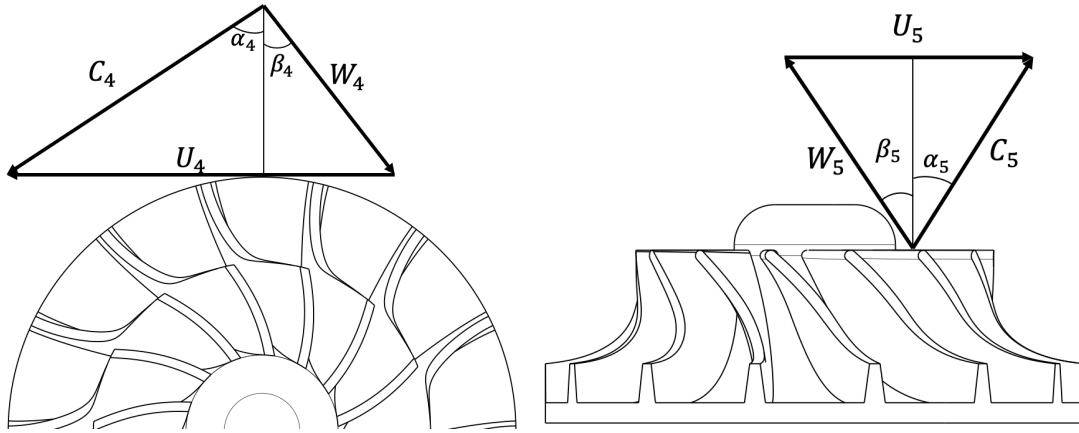


FIGURE 3.5 – Triangle de vitesses en entrée (gauche) et en sortie (droite) du rotor

3.1.2 Design de la volute

Le design de la volute fait l'objet de plusieurs travaux. Deux approches peuvent être utilisées : celle Pfleiderer basée sur la conservation du moment cinétique et celle de Stepanoff conservant la vitesse tangentielle. En tenant compte de la densité du fluide, deux méthodologies sont possibles : l'approche compressible et l'approche incompressible [209]. Dans la procédure décrite sur la figure 3.6, nous utilisons l'approche incompressible proposée par Aungier [131]. Elle est basée sur la conservation du moment cinétique. L'évolution des sections est choisie linéaire entre l'entrée et la sortie de la volute. La figure 3.7 nous donne la nomenclature des différentes parties de la volute.

Connaissant les caractéristiques géométriques du rotor, nous déterminons celle de la volute. D'abord, nous fixons les paramètres géométriques en sortie de la volute :

$$R_2 = 1.22R_4 \quad (3.8)$$

$$b_2 = 1.25b_4 \quad (3.9)$$

Ensuite, la conservation du moment cinétique nous permet de calculer la vitesse au point (2).

$$C_{\theta 2} = \frac{R_4}{R_2} C_{\theta 4} \quad (3.10)$$

3.1. DIMENSIONNEMENT AÉRO THERMODYNAMIQUE DE LA TURBINE MF21

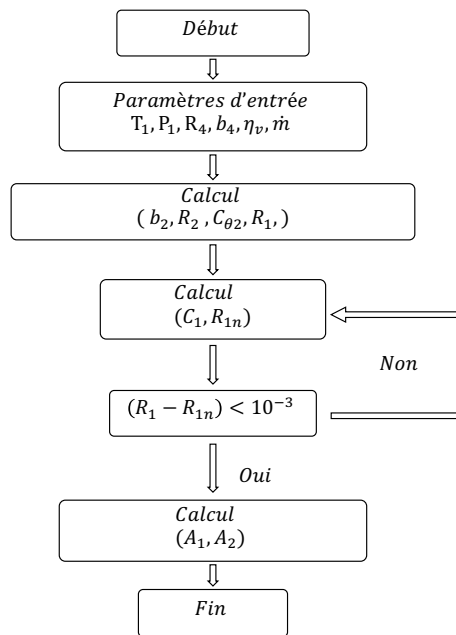


FIGURE 3.6 – Procédure de design de la volute

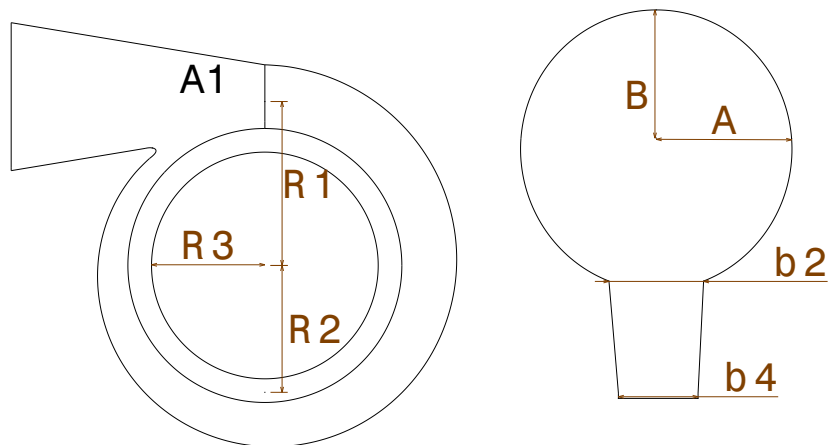


FIGURE 3.7 – Représentation de la volute

Connaissant les propriétés thermodynamiques à l'entrée, il est possible d'estimer la section en entrée.

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{C_1 \rho_1} \quad (3.11)$$

3.1. DIMENSIONNEMENT AÉRO THERMODYNAMIQUE DE LA TURBINE MF21

Enfin, la connaissance de la section à l'entrée nous permet de calculer le rayon R_1 .

$$R_1 = R_2 + B \quad (3.12)$$

Utilisant une volute circulaire, les valeurs des rayons A et B sont identiques :

$$B = A = \left(\frac{A_1}{\frac{3}{4}\pi + 1} \right)^{1/2} \quad (3.13)$$

Notons que l'interface entre la sortie de la volute et l'entrée du rotor est négligée.

3.1.3 Géométrie finale et points de fonctionnement de la turbine MF21

La figure 3.8 nous donne la vue 3D de la turbine. Les caractéristiques géométriques des différents composants sont indiquées sur le tableau 3.1.

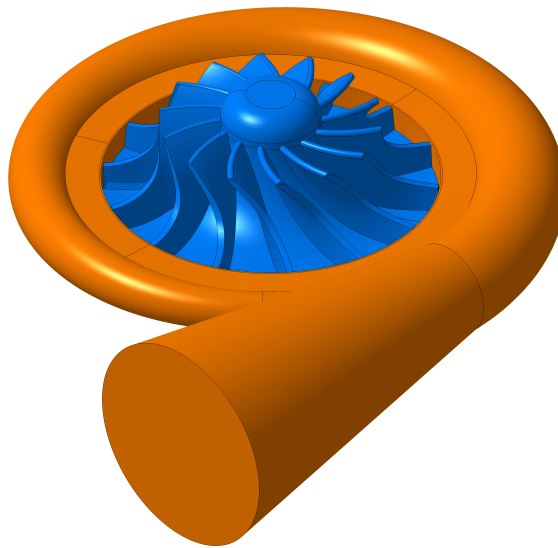


FIGURE 3.8 – Représentation 3D de la turbine MF21.

La turbine désignée MF21 correspond aux conditions de fonctionnement présentées dans le tableau 3.2 tandis que les cycles thermodynamiques sont représentés sur la figure 3.9.

3.1. DIMENSIONNEMENT AÉRO THERMODYNAMIQUE DE LA TURBINE MF21

Composants	Paramètres	Valeurs	Unités
Volute	Rayon d'entrée R_1	39.84	mm
	Section d'entrée A_1	185.69	mm ²
Stator	Rayon d'entrée R_2	32.40	mm
	Hauteur d'entrée b_2	4.80	mm
Rotor	Rayon d'entrée R_4	26.56	mm
	Hauteur d'entrée b_4	3.84	mm
	Angle relatif à l'entrée β_4	90	°
	Angle absolu à l'entrée α_4	75.76	°
	Angle relatif en sortie au moyeu β_{5h}	27.92	°
	Angle relatif en sortie au carter β_{5s}	49.55	°
	Rayon en sortie au moyeu R_{5h}	7.97	mm
	Rayon en sortie au carter R_{5s}	17.63	mm
	Hauteur Z	14.5	mm
	Nombre de pales Z_r	14	-

TABLE 3.1 – Caractéristiques géométriques de la turbine MF21

Fluides	SES36	R1233zd(E)	Novec649
Température d'entrée T_1 (°C)	99.2	84.5	113.6
Pression d'entrée p_1 (bar)	5.5	6.5	5.5
Densité en entrée ρ_1 (kg/m ³)	38.93	33.52	67.59
Rapport des capacités thermique en entrée γ_1 (-)	1.114	1.160	1.085
Taux de détente π (-)	1.8	1.9	2.0
Vitesse de rotation N (RPM)	30 000	36 000	25 000
Débit \dot{m} (kg/s)	0.4	0.4	0.5
Vitesse spécifique n_s (-)	0.492	0.483	0.493
Facteur de compressibilité Z (-)	0.8435	0.8509	0.7996

TABLE 3.2 – Conditions de fonctionnement de la turbine MF21 pour les fluides SES36, R1233zd(E) et NOVEC649

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

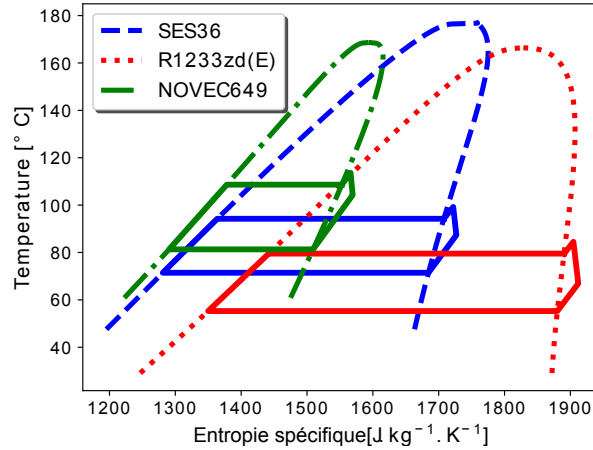


FIGURE 3.9 – Cycles thermodynamiques correspondant aux trois fluides.

3.2 Analyse des performances par une approche ligne moyenne

L'analyse des performances d'une machine dont on connaît les caractéristiques géométriques constitue le problème direct ou la méthode directe. Cette méthode fait usage des modèles de pertes que nous décrirons ultérieurement. Il s'agit d'une façon rapide de ramener un problème 3D à un problème 0D grâce à l'analyse de la ligne moyenne. Le prix à payer de cette rapidité est la relative robustesse des modèles de pertes qui sont soit issus de modélisations numériques, soit de calibrations expérimentales. En effet, le changement de type de machine met en défaut les modèles. Ces modèles restent cependant le meilleur moyen pour une optimisation rapide des turbomachines.

3.2.1 Méthode directe 0D

Les écarts entre une détente réelle et une détente isentropique à travers les différents composants de la turbine sont visibles sur la figure 3.10. Les modèles de pertes permettent de déterminer avec une assez bonne précision le processus réel de détente.

La figure 3.11 nous donne la procédure d'analyse des performances de la turbine. A partir des conditions d'entrée, et des caractéristiques géométriques, les pertes dans la volute et le stator sont calculées. Il est alors possible d'avoir les caractéristiques thermodynamiques du fluide à l'entrée du rotor. Après calcul des pertes dans le rotor et en bouclant sur le rendement, il est possible de calculer les conditions en sortie de la turbine. Les modèles de pertes utilisées sont décrites dans la sous-section

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

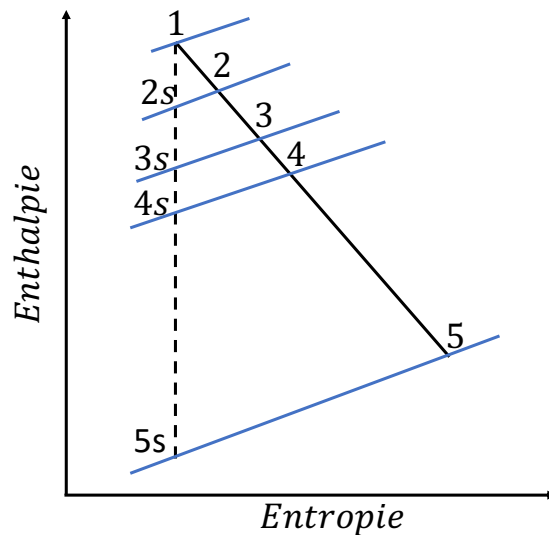


FIGURE 3.10 – Ecart entre le processus de détente isentropique et réelle à travers la turbine. Voir la figure 3.2 pour la numérotation

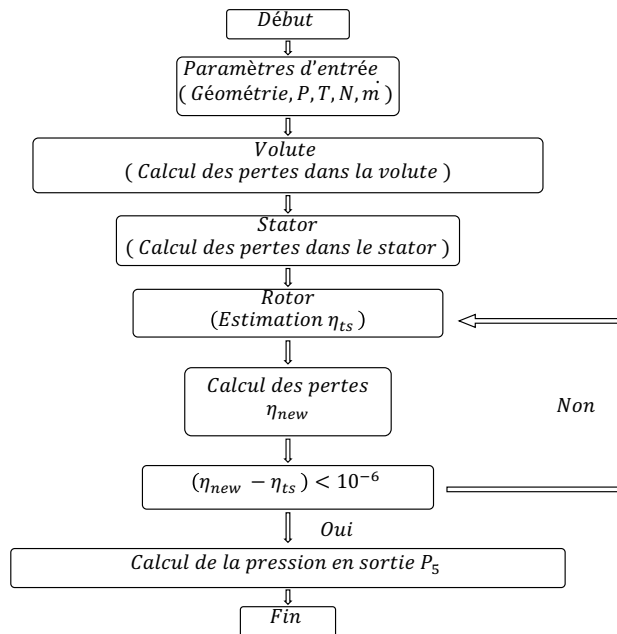


FIGURE 3.11 – Procédure d'analyse des performances de la turbine par la méthode directe

3.2.2 suivante.

3.2.2 Modèles de pertes

Les différents modèles de pertes décrits ci-dessous sont utilisés dans l'analyse des performances de la turbine. Des conditions d'entrée dans la turbine, les pertes dans la volute sont calculées selon la formule proposée par Moustapha [132] et définie comme suit :

$$\Delta h_{vol} = \frac{1}{2} k_{vol} C_2^2 \quad (3.14)$$

Avec k_{vol} le coefficient de frottement C_2 la vitesse en sortie de la volute. Nous prenons $k_{vol} = 0.1$.

Les pertes dans le stator sont calculées selon le modèle proposé par Balje [210] et défini comme suit :

$$\Delta h_{stator} = 4C_f \left(\frac{l_{hyd}}{d_{hyd}} \right) \left(\frac{C_2 + C_3}{2} \right)^2 \quad (3.15)$$

Avec C_f le coefficient de frottement, l_{hyd} la longueur hydraulique et d_{hyd} le diamètre hydraulique. C_3 correspond à la vitesse en sortie du stator lisse. Nous prenons $C_f = 0.02$. La longueur hydraulique est calculée comme suit : $l_{hyd} = \frac{R_2 - R_3}{\cos(\alpha_3)}$. Le diamètre hydraulique est calculé comme suit : $d_{hyd} = 4b_2$

Naturellement une résolution itérative sur les vitesses C_2 et C_3 sont nécessaires dans le calcul des pertes dans la volute et le stator.

Les pertes dans le rotor sont définies selon la représentation de la figure 3.12. Les pertes sont réparties en six types : les pertes par incidence, les pertes par passage, les pertes dues au jeu avant, les pertes dues au jeu arrière, les pertes au bord de fuite et les pertes en sortie. Nous utiliserons la meilleure combinaison de pertes proposée par Persky et Sauret [172] dans l'analyse des performances.

Les pertes par incidence

La déviation qu'a l'écoulement réel par rapport à l'angle optimal crée une perte par incidence. Cette perte se traduit par un défaut d'énergie cinétique non récupérée. Nous utilisons le modèle de Wasserbauer et Glassman [211] décrit comme suit :

$$\Delta h_i = 0.5 W_{in}^2 \sin^2(\beta_{in} - \beta_{in,opt}) \quad (3.16)$$

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

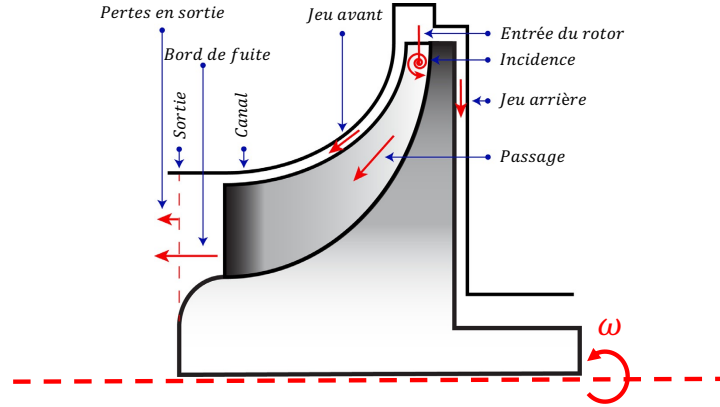


FIGURE 3.12 – Localisation des différentes pertes dans le rotor d'après le schéma de Persky et Sauret [172]

Avec

$$\beta_{in,opt} = \arctan\left(\frac{-1.98 \cot \alpha_{in}}{Z_r(1 - \frac{1.98}{Z_r})}\right)$$

Les pertes par passage

Dans les canaux inter-pales ; les frottements pariétaux, les écoulements secondaires dus aux vortex, les ondes de chocs dans le cas des écoulements supersoniques créent des pertes que l'on nomme pertes par passage. Wasserbauer et Glassman [211] proposent un modèle tenant en compte l'interaction avec les pertes d'incidence en amont. Ce modèle s'écrit comme suit :

$$\Delta h_p = 0.5k_p(W_{in}^2 \cos^2(\beta_{in} - \beta_{in,opt}) + W_{out}^2) \quad (3.17)$$

Avec k_p le coefficient de frottement. Dans notre cas, $k_p = 0.8$.

Les pertes de jeu avant

Les jeux sont indispensables dans les turbomachines. Le jeu avant crée d'une part un défaut de débit dans le rotor. D'autre part, ce jeu est à l'origine d'écoulements transverses entre les faces en suppression et en dépression des pales. Persky et Sauret [172] proposent un modèle basé sur le jeu radial (R) et le jeu axial (A). L'équation suivante présente ce modèle.

$$\Delta \eta_t = 1.355 - 0.08371A - 1.772R - 0.2285AR + 0.9725R^2 \quad (3.18)$$

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

Les pertes de jeu arrière

Pareillement que le jeu avant, le jeu arrière crée un défaut de débit. En plus, il crée un frottement. Vilim [212] propose un modèle basé sur la vitesse de rotation, le Reynolds de l'écoulement et le jeu lui-même. Ce modèle s'écrit :

$$\Delta H_w = \frac{\bar{\rho} U_{in}^3 r_{in}^2}{2\dot{m}} C_m \quad (3.19)$$

Avec r_{in} le rayon du rotor et C_m un paramètre dépendant du nombre de Reynolds Re et du jeu arrière ϵ .

$$C_m = \frac{C \left(\frac{\epsilon}{r_{in}}\right)^m}{Re^n}$$

C , m , et n dépendent du régime de l'écoulement (voir annexe B). Le nombre de Reynolds est basé sur la vitesse de rotation.

Les pertes aux bords de fuites

La brusque augmentation de section à la sortie du rotor crée des tourbillons entraînant une chute de pression. Ce défaut de pression se traduit par une énergie non récupérée par le diffuseur s'il y en a. Le modèle de Qi et Reddell [213] utilisé s'écrit comme suit :

$$\Delta H_{te} = \frac{\Delta P_{O,out,rel}}{\rho_{out}} \quad (3.20)$$

Avec

$$\Delta P_{O,out,rel} = \frac{\rho_{out} W_{out}^2}{2g} \left(\frac{Z_r t_{out}}{\pi (R_{out,s} + R_{out,h}) \cos \beta_{out}} \right)^2$$

Où $g = 1$ est une constante liée aux unités, Z_r le nombre d'aubes, s pour le shroud (carter) et h pour le hub (moyeu), tandis que R est utilisé pour le rayon.

Les pertes en sortie

Le reste d'énergie cinétique non récupérée en sortie du rotor est perdu. Ce défaut d'énergie est modélisé par une perte proportionnelle à l'énergie cinétique de sortie. Erbas [214] propose un modèle prenant en compte le diffuseur.

$$\Delta H_e = (1 - C_d) \frac{C_{out}^2}{2} \quad (3.21)$$

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

Avec C_d le coefficient dépendant de l'angle de sortie α_{out} .

$$C_d = -3.2510^{-4} |\alpha_{out}|^2 + 6.2510^{-3} |\alpha_{out}| + 0.57$$

3.2.3 Performances de la turbine

La méthode directe utilisant les modèles de pertes décrits antérieurement permet d'établir la carte des performances de la turbine. Les figures 3.13, 3.14 et 3.15 nous donnent les performances de la turbine MF21 pour les trois différents fluides dans les diverses conditions de fonctionnement assignées. L'effet de la vitesse de la rotation sur les performances est aussi représenté. La vitesse de rotation est variée de $\pm 10\%$ et de $\pm 20\%$ de la vitesse de design. Pour chaque vitesse de rotation et chaque fluide, le rendement augmente avec le taux de détente jusqu'à un rendement maximal puis diminue. Pour ce qui est du débit, il augmente avec le taux de détente jusqu'au débit de blocage. La vitesse de rotation n'a pas d'influence sur ce débit de blocage. Pour un même taux de détente, le débit est plus important à faible vitesse de rotation.

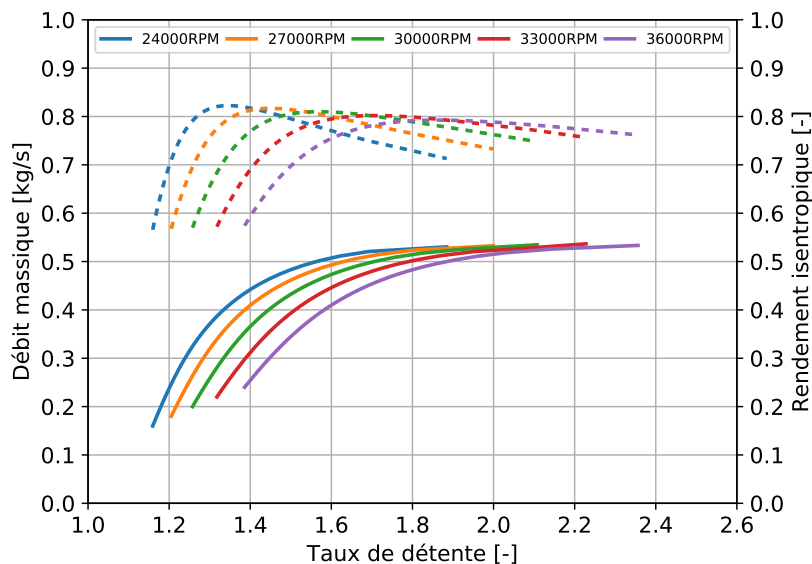


FIGURE 3.13 – Performances de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à diverses vitesses de rotation : en train plein le débit et en discontinu le rendement.

Pour la turbine fonctionnant avec le SES36, le débit de blocage est de 0.53 kg/s. Au point de design correspondant à un taux de détente de 1.8 pour une vitesse de rotation de 30 000 RPM, le débit est de 0.5 kg/s au lieu de 0.4 kg/s comme voulu au design ; ceci correspond à un écart de 20%. Le rendement

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

maximal de la turbine est de 82.1% à une vitesse de rotation de rotation de 24 000 RPM pour un taux de détente de 1.34. Il est moins important au point de design pour une valeur de 80%. Cependant, à la vitesse de design, la courbe du rendement est plus étalée et plus symétrique. Ce qui assure de bonnes performances dans les conditions hors design.

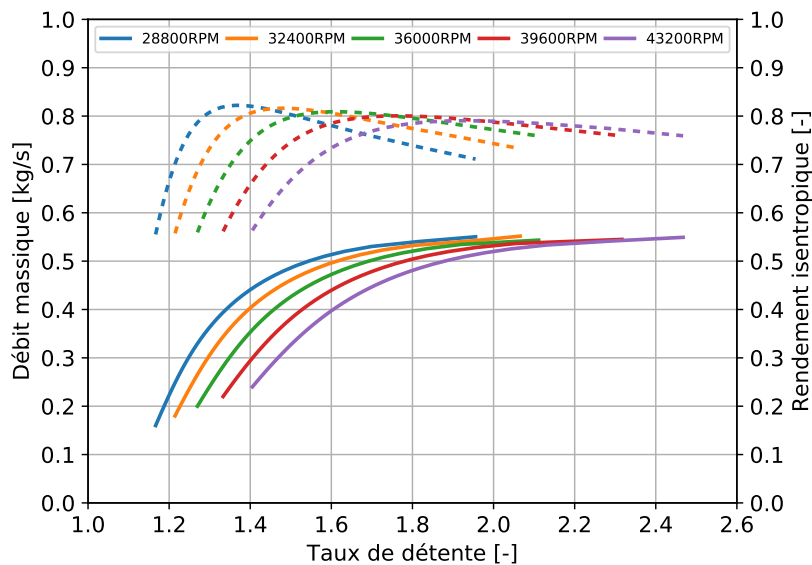


FIGURE 3.14 – Performances de la turbine MF21 fonctionnant avec le R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation : en train plein le débit et en discontinu le rendement.

Concernant le fonctionnement au R1233zd(E), le débit de blocage est de 0.55 kg/s. Au point de design correspondant à un taux de détente de 1.9 et une vitesse de rotation de 36 000 RPM, le débit est de 0.53 kg/s au lieu de 0.4 kg/s comme visé ; ceci correspond à un écart de 24.5%. Le rendement maximal de la turbine est de 82.4% à une vitesse de rotation de rotation de 28 800 RPM pour un taux de détente de 1.37. Il est moins important au point de design pour une valeur de 79.5%. A la vitesse de design, la courbe du rendement est encore une fois plus étalée et plus symétrique assurant de bonnes performances dans des conditions hors design.

Le débit de blocage est de 0.68 kg/s pour le fonctionnement au NOVEC649. Au point de design correspondant à un taux de détente de 2.0 et une vitesse de rotation de 25 000 RPM, le débit est de 0.67 kg/s au lieu de 0.5 kg/s. Ceci correspond à un écart de 25.4%. Le rendement maximal de la turbine est de 81.7% à une vitesse de rotation de rotation de 20 000 RPM pour un taux de détente de 1.4. Au point de design, le rendement est de 77.5%.

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

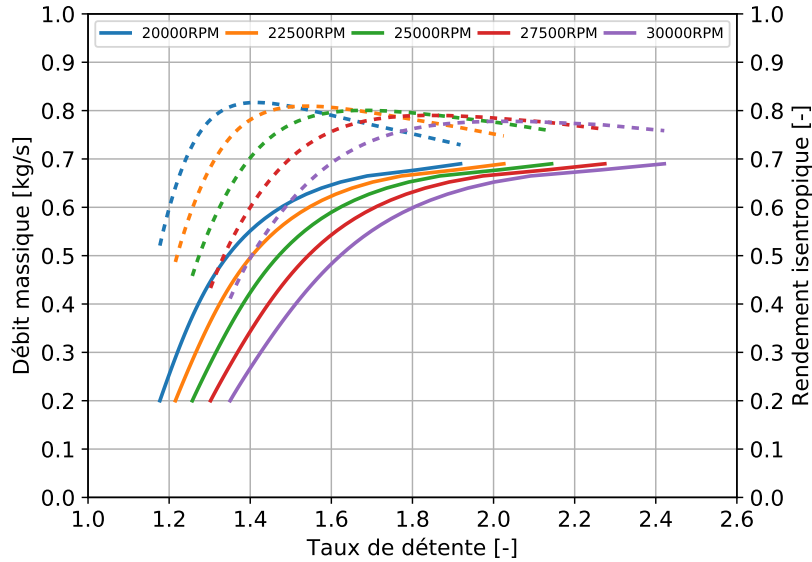


FIGURE 3.15 – Performances de la turbine MF21 fonctionnant avec le Novec649 à diverses vitesses de rotation : en train plein le débit et en discontinu le rendement

Pour les trois fluides, les différents écarts entre la méthode directe et la méthode inverse laisse place pour de l'amélioration. Ces écarts peuvent être dus dans un premier temps à une inadaptation des corrélations utilisés pendant le dimensionnement. Rappelons que le dimensionnement a été fait dans des conditions où le gaz est dense. Nous pouvons penser dans un second temps à la présence du diffuseur lisse qui engendrerait une déviation à l'entrée du rotor. Enfin, le dimensionnement de la volute par une méthode incompressible peut engendrer des écarts.

3.2.4 Répartition des pertes dans la turbine

Les figures 3.16, 3.17 et 3.18 nous donnent la répartition des pertes entre la volute, le stator et le rotor. Cette répartition est calculée par les modèles de pertes présentés dans la section 3.2.2. Pour les trois fluides, le rotor concentre 91% des pertes dans la turbine à partir d'un taux de détente de 1.6. Les pertes rotoriques décroissent avec l'augmentation du débit pour atteindre cette valeur asymptotique. Les pertes dans le stator croissent avec le débit et atteignent un pourcentage de 8.5 %. La volute est le composant générant le moins de pertes avec environ 0.5%.

Les figures 3.19, 3.20 et 3.21 nous donnent la répartition des pertes dans le rotor. On observe une même tendance pour les trois fluides. Les pertes par incidence sont les plus importantes à faible

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

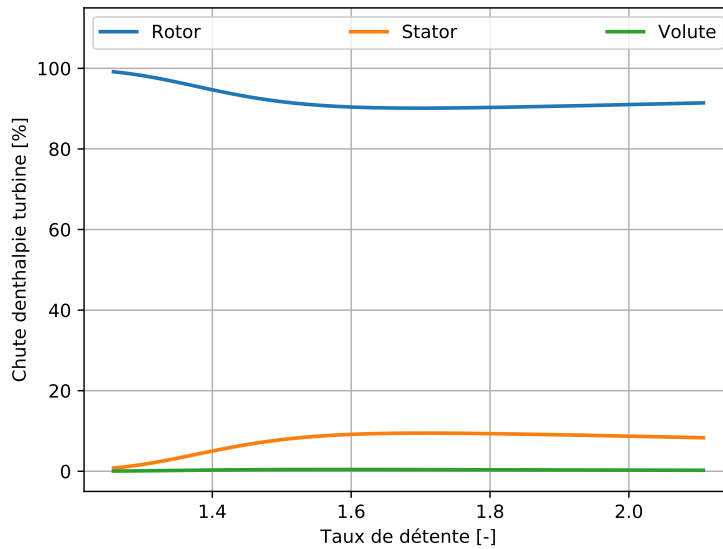


FIGURE 3.16 – Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine fonctionnant au SES36 à 30000 RPM.

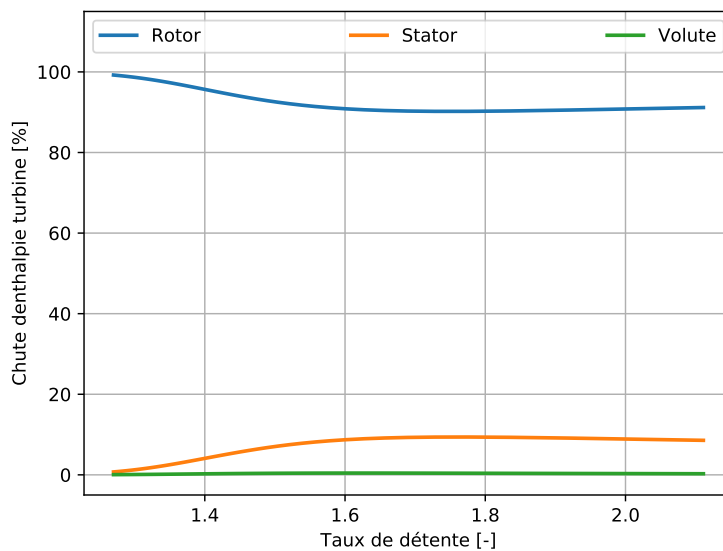


FIGURE 3.17 – Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine fonctionnant au R1233zd(E) à 36000 RPM.

taux de pression et représentent plus de 60% des pertes. Elles décroissent ensuite drastiquement. Au même moment, les pertes en sortie et par passage augmentent avec le taux de détente. Les pertes par

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

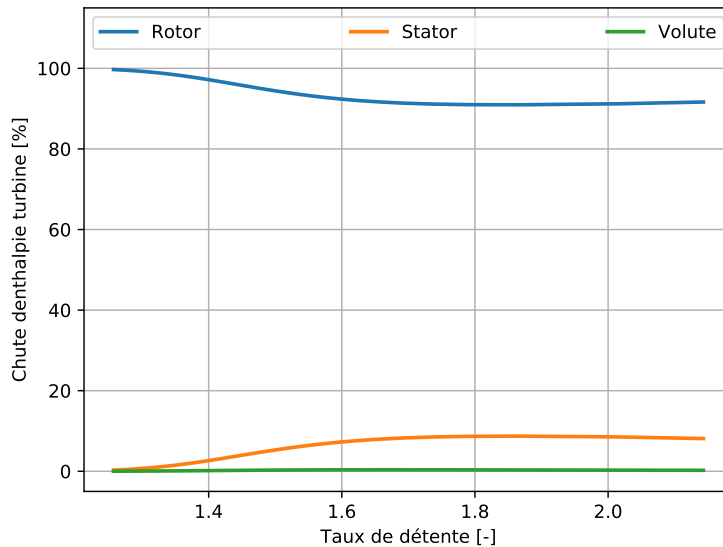


FIGURE 3.18 – Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine fonctionnant au NOVEC649 à 25000 RPM.

passage passent de 20% à 55% passent tandis que les pertes en sortie passent de 2% à presque 40%. Les pertes dues aux jeux représentent quant à elles environ 10%. Elles ne subissent pas d'importantes variations avec le taux de détente. Les pertes dues aux bords de fuites sont décroissantes avec le taux de détente. Elles passent de presque 10% à environ 1%. L'annexe B nous montre la répartition des pertes à diverses vitesses de rotation.

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

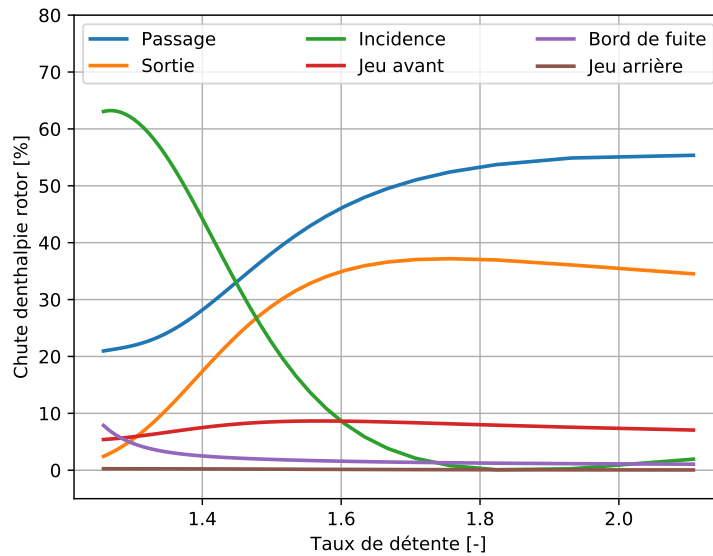


FIGURE 3.19 – Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant avec SES36 à 30 000 RPM.

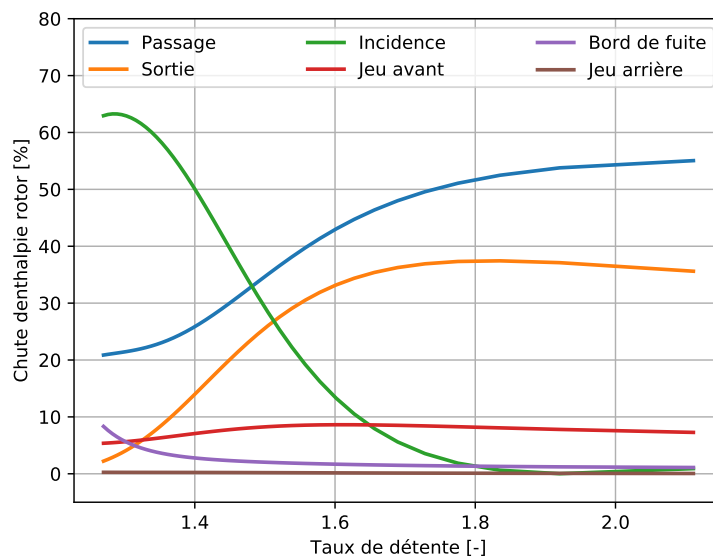


FIGURE 3.20 – Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant avec R1233zd(E) à 36 000 RPM.

3.2. ANALYSE DES PERFORMANCES PAR UNE APPROCHE LIGNE MOYENNE

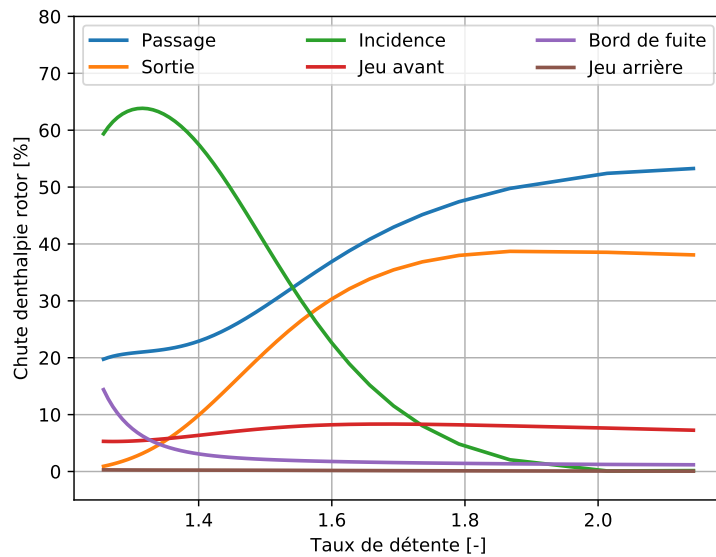


FIGURE 3.21 – Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant avec Novec649 à 25 000 RPM.

3.3 Modélisation système acausale de la turbine MF21

La modélisation système permet de prendre en compte l'interaction entre les différents composants et permet une étude dynamique du cycle. Nous nous sommes intéressés à la résolution acausale de l'écoulement dans la turbine via l'outil OpenModelica ; la modélisation de tout le cycle étant une tâche ardue. Les caractéristiques géométriques de la turbine, les propriétés thermodynamiques des fluides ainsi que les conditions de fonctionnement pour chaque fluide sont pris en compte dans la résolution du problème. Les modèles de pertes décrits dans la section 3.2.2 sont utilisés pour quantifier les pertes. La figure 3.22 nous donne le schéma de la modélisation turbine.

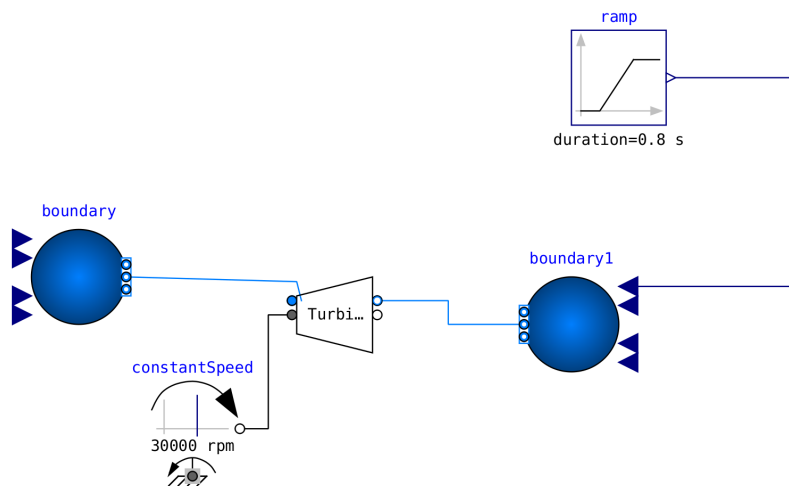


FIGURE 3.22 – Schéma de la modélisation de la turbine MF21 par une approche acausale avec OpenModelica.

La figure 3.23 nous donne la courbe de performance de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30 000 PRM. Une évolution temporelle de la pression en sortie de la turbine est imposée. Les courbes de débit et de rendement ont une tendance semblable à celle prédite par la méthode directe. Le débit croît jusqu'à une valeur de blocage de 0.57 kg/s tandis que le débit de blocage par la méthode directe est de 0.53 kg/s, soit un écart de 7.5 %. Le rendement croît jusqu'à 82 % pour un taux de détente de 1.67 avant de décroître. La méthode directe prévoyait un rendement maximal de 81% à un tau de détente de 1.5. Ces écarts viennent principalement de la non prise en compte des pertes réelles dans la volute et le distributeur. En effet un rendement de 90% a été choisi pour la volute et le diffuseur lisse.

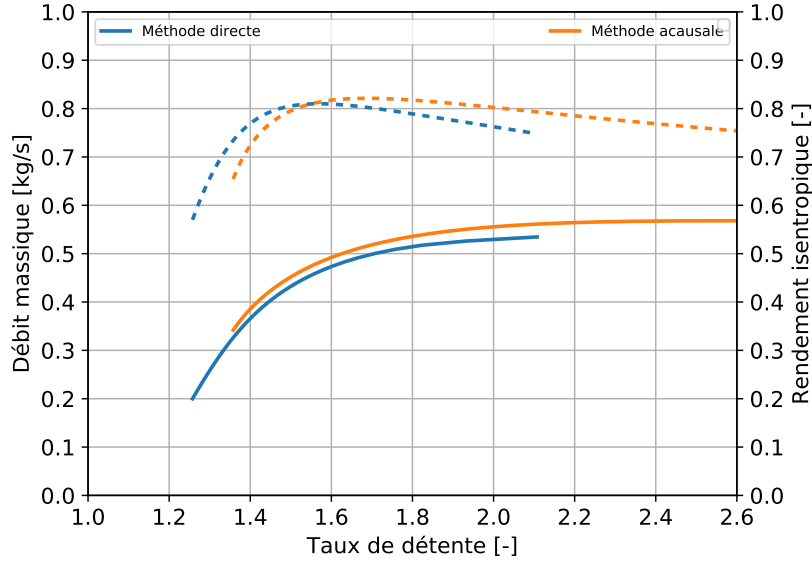


FIGURE 3.23 – Comparaison entre approche acausale et méthode directe : performance de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30 000 RPM.

3.4 Similitudes en gaz denses de la turbine MF21.

Dans cette partie, nous nous basons sur la méthode dite 'ASMM' de Li [176]. La théorie des similitudes permet d'écrire le rendement (η) et la puissance (\mathcal{P}) de la turbine comme fonctions des paramètres physiques. Nous avons :

$$\eta = f(p_1, T_1, p_5, \dot{m}, \gamma, \mu, r, N, D, \mathcal{P}) \quad (3.22)$$

$$\mathcal{P} = f(p_1, T_1, p_5, \dot{m}, \gamma, \mu, r, N, D, \eta) \quad (3.23)$$

Avec p_1 et p_5 les pressions en entrée et sortie de la turbine, \dot{m} le débit, γ le rapport des chaleurs spécifiques, μ la viscosité dynamique, r la constante du gaz, D le diamètre du rotor, N la vitesse de rotation. Avec quatre dimensions principales (longueur, temps, masse, température), il est possible de construire 7 groupes adimensionnels en partant des 11 paramètres ci-dessus. Il s'agit de :

Le taux de détente

$$\pi_1 = \frac{p_1}{p_5} \quad (3.24)$$

Le débit équivalent

$$\pi_2 = \frac{\dot{m}\sqrt{rT_1}}{p_1 D^2} \quad (3.25)$$

Le nombre de Reynolds relatif

$$\pi_3 = \frac{p_1 D}{\mu\sqrt{rT_1}} \quad (3.26)$$

La vitesse de rotation équivalente

$$\pi_4 = \frac{ND}{\sqrt{rT_1}} \quad (3.27)$$

La puissance équivalente

$$\pi_5 = \frac{\mathcal{P}}{p_1 D^2 \sqrt{rT_1}} \quad (3.28)$$

Le rapport de chaleurs spécifiques

$$\pi_6 = \gamma \quad (3.29)$$

Le rendement

$$\pi_7 = \eta \quad (3.30)$$

Une analyse de résultats permet d'observer une bonne prédiction pour les fluides ayant des valeurs de γ très proches. Ceci fut le cas pour le méthane ($\gamma = 1.2480$) et le CO_2 ($\gamma = 1.2500$) comme nous montre les résultats de Li [176]. Ainsi en introduisant une correction prenant en compte le rapport des chaleurs spécifiques γ , il est possible d'améliorer la prédiction par similitude. Les nouveaux groupements proposés sont :

$$\pi_3^* = \frac{p_1 D}{\mu\sqrt{\gamma^* r T_1}} \quad (3.31)$$

$$\pi_4^* = \frac{ND}{\sqrt{\gamma^* r T_1}} \quad (3.32)$$

Avec γ^* le rapport des rapports de capacités thermiques.

Les figures 3.24 et 3.25 nous montrent respectivement le rendement et le débit équivalent pour la méthode 'ASMM' et la méthode 'ASMM- γ ' proposée.

Partant du NOVEC649 au point de design ($T_1 = 113.5$ °C, $p_1 = 5.5$ bar, $N = 25000$ RPM) ; nous déterminons les conditions de fonctionnement de la turbine avec le SES36 et le R1233zd(E) afin d'avoir

3.4. SIMILITUDES EN GAZ DENSES DE LA TURBINE MF21.

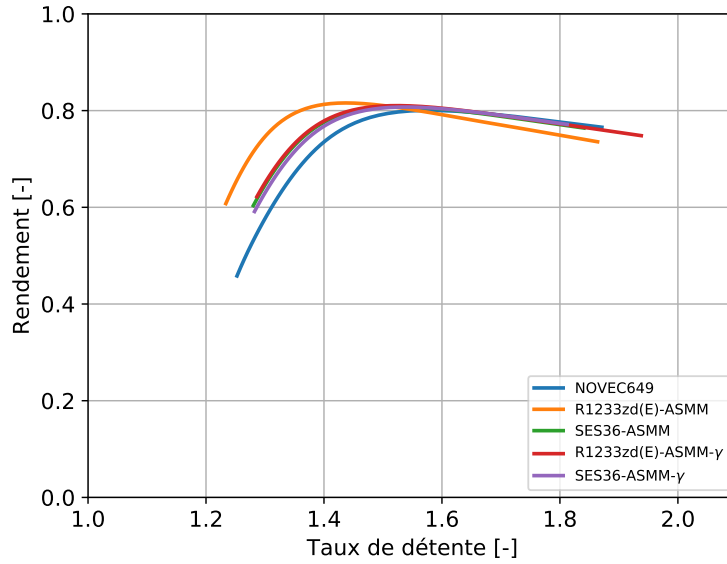


FIGURE 3.24 – Prédiction du rendement de la turbine pour les trois fluides en similitude

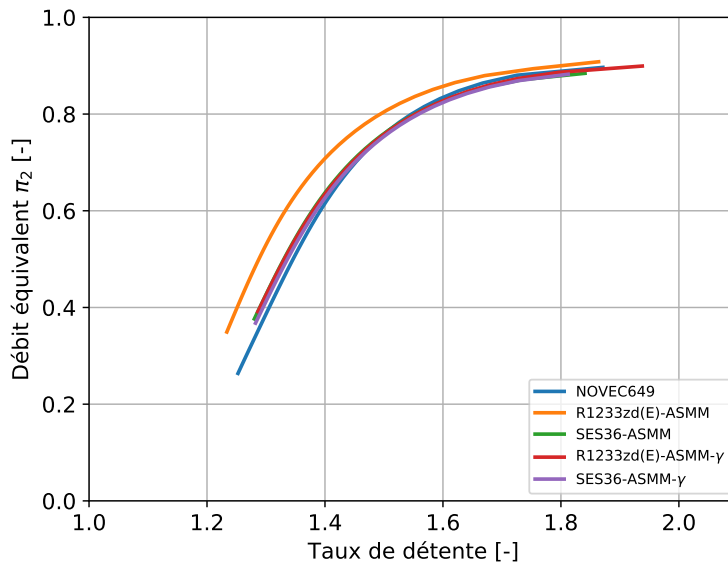


FIGURE 3.25 – Débit équivalent π_2 de la turbine pour les trois fluides en similitude

les mêmes performances qu'un fonctionnement avec le NOVEC649. Nous fixons les températures à l'entrée de la turbine (T_1) pour le R1233zd(E) et le SES36 égales à la température en entrée pour le NOVEC649. La viscosité du fluide est calculée en utilisant *CoolProp*. Ensuite, grâce au groupe

adimensionnel π_3^* , nous pouvons calculer les nouvelles pressions p_1 . La vitesse de rotation est estimée en inversant la relation du groupe adimensionnel π_4^* .

La nouvelle méthodologie 'ASMM- γ ' permet de réduire les écarts de prédiction comme nous le montre les figures 3.24 et 3.25. Pour un taux de détente de 1.8, le rendement du NOVEC649 est de 77.6% et l'on passe d'une prédiction de 74.9% à 77.3% soit un écart relatif passant de 3.47% à 0.39%. A faible taux de détente, ces écarts sont davantage tangibles. En effet un taux de détente de 1.3, le rendement du NOVEC649 est de 57.7% et l'on passe d'une prédiction de 74.6% à 65.1% soit un écart passant de 16.46% à 12.82%. Concernant le débit équivalent, on passe d'un débit relatif de 0.53 pour la méthode ASMM à 0.43 pour la méthode 'ASMM'- γ alors que le débit du NOVEC649 est de 0.39.

Conclusion

Dans ce chapitre, une méthodologie de dimensionnement d'une turbine MF21 fonctionnant avec trois fluides (le SES36, le R1233zd(E), le Novéc649) a été présentée. L'analyse directe via une approche ligne moyenne utilisant les modèles de pertes nous a permis de prédire les performances de la turbine MF21. Nous avons pu établir la carte de la turbine pour les trois fluides à diverses vitesses de rotation. Les rendements de la turbine MF21 atteignent 82.1% pour le fonctionnement au SES36, 82.4% pour le fonctionnement au R1233zd(E) et 81.7% pour le fonctionnement au Novéc649. L'analyse des pertes montre que le rotor concentre plus de 90% dans la turbine. Les pertes par incidence sont les plus importantes aux faibles taux de détente tandis que les pertes par passage et en sortie sont les plus considérables aux grands taux de détente.

La modélisation système de la turbine MF21 par une approche acausale a permis d'établir des performances proches de celles prédites par la méthode directe. Comme abordé dans l'état de l'art, les travaux sur les similitudes en turbomachines fonctionnant avec des non-idéaux présentent des limites. Une proposition de correction des groupes adimensionnels a été faite en se basant sur le rapport des capacités thermiques et permet une meilleure prédiction. Une validation plus approfondie sera nécessaire.

Les simulations CFD qui font l'objet du chapitre 4 suivant permettront de juger de la robustesse et de la précision de la méthodologie 0D.

Chapitre 4

Etude numérique CFD 3D

Contenu

4.1	Choix des paramètres de simulation CFD	104
4.1.1	Modèle de turbulence	104
4.1.2	Traitement de l'interface	105
4.1.3	Modèles de gaz	106
4.1.4	Convergence en maillage	111
4.2	Simulations numériques CFD de la turbine MF21	113
4.2.1	Influence de la rugosité	113
4.2.2	Effet des jeux avant et arrière	114
4.2.3	Effet du stator lisse ou aubé	116
4.2.4	Effet de la vitesse de rotation	118
4.2.5	Courbes de performances CFD de la turbine MF21	119
4.3	Comparaison des résultats de la CFD et du modèle 0D	127
4.4	Simulations numériques CFD de la turbine GT15	134

Le chapitre courant a pour but la validation par simulations CFD des modèles 0D du précédent chapitre. Nous traiterons d'abord du choix des paramètres de simulations. Nous présenterons ensuite les résultats CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec les trois fluides. Enfin nous comparerons les résultats CFD et les résultats du modèle 0D. A la toute fin du chapitre, nous présenterons les courbes de performances issues des simulations CFD de la turbine GT15.

4.1 Choix des paramètres de simulation CFD

Cette section traite de la simulation de l'écoulement dans les turbines MF21 et GT15. Nous aborderons le choix des paramètres de simulations et présenterons les performances des turbines MF21 et GT15 fonctionnant en gaz dense.

4.1.1 Modèle de turbulence

Les écoulements dans les turbomachines sont des écoulements turbulents. La turbulence est un phénomène multi-échelle de transfert d'énergie entre les différentes échelles. Résoudre toutes les échelles d'un écoulement turbulent constitue ce que l'on nomme la DNS (direct numerical simulation). Cette résolution est très coûteuse. Les modèles de turbulence sont apparus au fil des années pour palier à ce problème de coût. Les modèles RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) basés sur les équations moyennées de Navier-Stokes permettent des simulations assez précises. Parmi les modèles RANS disponibles (Spalart-Allmaras, $k - \epsilon, \dots$), nous avons opté pour le modèle $k - \omega SST$. Il s'agit d'un modèle adapté pour les écoulements confinés mais reste un modèle et présente donc des limites. Nous présentons brièvement le modèle. La modélisation complète est décrite dans l'annexe A. Le tenseur des contraintes de Reynolds $\overline{\mathbf{R}}_t$ modélisant l'écoulement turbulent moyenné s'écrit comme suit :

$$\overline{\mathbf{R}}_t = -\mu_t (\partial_j \overline{u}_i + \partial_i \overline{u}_j) + \rho \overline{k} \delta_{ij}$$

Avec μ_t la viscosité dynamique turbulente, \overline{u}_i la vitesse, \overline{k} l'énergie cinétique turbulente et δ_{ij} le symbole de Kronecker. Il faudra alors trouver la valeur de la viscosité turbulente μ_t qui dépend non seulement de l'espace et du temps mais aussi du fluide.

Le modèle $k - \omega$ est proposé pour la première fois par Wilcox [215] en 1988. Il s'agit d'un modèle à deux équations de transports sur l'énergie cinétique turbulente (k) et la dissipation d'énergie turbulente

(ω). Ces deux équations de transport s'écrivent comme suit :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \rho P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma \omega}{k} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (4.2)$$

Avec : $P = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$. La viscosité turbulente est calculée comme suit ($\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}$). La fermeture de ces deux équations de transport fait appel à des constantes issues de simulations ou d'expérience. Ces constantes sont données par le tableau A.1 suivant.

Constantes	σ_k	σ_ω	β	β^*	γ
Valeurs	0.5	0.5	$\frac{3}{40}$	0.09	$\frac{5}{9}$

TABLE 4.1 – Constantes du modèle basique $k - \omega$

Menter [216] propose une correction du modèle ; il s'agit du modèle *SST* (Shear Stress Transport) dans lequel les effets loin des parois sont corrigés. Cependant, peu importe le modèle de turbulence et les corrections, les constantes dans les équations de fermeture sont des constantes issues de résultats expérimentaux avec l'eau ou l'air. Ainsi avons-nous une réserve sur l'adaptation des constantes de fermeture dans le cas gaz dense. Nous utiliserons tout de même le modèle $k - \omega SST$ dans la suite en référence à d'autres travaux [142] [122].

4.1.2 Traitement de l'interface

Le traitement des interfaces est très important dans les écoulements comportant un référentiel tournant. Il existe deux types de traitement de l'interface pour les calculs stationnaires dans les turbomachines : le "mixing plane" qui fait un couplage en moyennant l'écoulement tangentiel de part et d'autre de l'interface et le "frozen rotor" qui fait un couplage local. Le tableau 4.2 nous donne la comparaison des résultats pour les deux types de traitement d'interface. Différentes positions de rotor ont été simulées.

Une simulation en "frozen rotor" doit être fait à diverses position du rotor afin de s'assurer de la non influence du stator et du bec de volute sur les résultats. Dans notre cas l'interaction rotor-stator est négligée, vu que nous utilisons un distributeur lisse. En effet, comme nous montre le tableau 4.2,

4.1. CHOIX DES PARAMÈTRES DE SIMULATION CFD

Interface	Angle	Puissance (kW)	Rendement (%)	Débit (kg/s)
Mixing plane	-	3.16	81.4	0.478
Frozen rotor	0°	3.15	85.3	0.474
Frozen rotor	5°	3.15	85.3	0.474
Frozen rotor	10°	3.15	85.3	0.474
Frozen rotor	15°	3.15	84.9	0.474
Frozen rotor	20°	3.15	85.4	0.474
Frozen rotor	25°	3.15	85.3	0.474
Frozen rotor	30°	3.15	85.3	0.474

TABLE 4.2 – Performance de la turbine MF21 en fonction du type d’interface utilisée : simulations conduites avec le SES36 à 30 000 RPM.

la position du rotor n’a quasiment pas d’influence sur les résultats. Les rendements sont aux alentours de 85%, le débit est à 0.47 kg/s tandis que la puissance est de 3.15 kW. On note que le traitement ”mixing plane” sous-estime le rendement étant donné les 4 points en moins par rapport au traitement ”frozen rotor”. Dans la suite, nous ferons les simulations avec une interface ”frozen rotor”.

4.1.3 Modèles de gaz

Il existe deux manières de déterminer les propriétés thermodynamiques d’un fluide : soit par expérimentation soit par modélisation. La modélisation est la plus courante car moins coûteuse et assez précise dans certaines conditions ($Z > 0.9$). La modélisation peut aboutir d’une part aux équations d’état (Gaz parfait, Peng-Robinson, Van der Waals, Redlich–Kwong, ...) et d’autre part à des tables d’interpolations (look-up table) basées sur les équations Helmholtz (HEOS). D’une manière général, les équations d’état (EOS) sont des équations cubiques, s’écrivant comme une puissance du facteur de compressibilité Z . L’équation d’état de Helmholtz (HEOS) est la plus précise des modélisations. Les propriétés thermodynamiques dérivent de l’énergie de Helmholtz [201]. Deux paramètres sans dimensions constituent la base des équations d’états et sont définis par :

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_c} \quad ; \quad \tau = \frac{T_c}{T} \quad (4.3)$$

Avec ρ la densité, T la température, ρ_c la densité critique et T_c la température critique. La forme sans dimension de l’énergie de Helmholtz s’écrit :

$$\alpha = \alpha^0 + \alpha^r \quad (4.4)$$

4.1. CHOIX DES PARAMÈTRES DE SIMULATION CFD

Avec α^0 la composante idéale et α^r le résidu prenant en compte la nature non idéale du gaz. Ils sont exprimés en fonction des paramètres réduits τ et δ . Les formules sur α^0 et α^r sont données en annexe A.

$$\alpha^0 = f(\delta, \tau) \quad ; \quad \alpha^r = f(\delta, \tau) \quad (4.5)$$

Les propriétés thermodynamiques peuvent ainsi être calculées en dérivant ces termes. Pour la pression, nous aurons par exemple :

$$p = \rho RT \left[1 + \delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_{\tau} \right] \quad (4.6)$$

Les formules pour les autres grandeurs thermodynamiques sont données en annexe A.

Les tables d'interpolations bien choisies sont plus rapides que la résolution des équations de Helmholtz. Cependant elles peuvent être plus lourdes et nécessiteraient des calculs de dérivés avec une inversion lors des interpolations. Les erreurs d'interpolations peuvent alors être très importantes lorsque la table n'est pas finement maillée [217]. Certaines équations d'état sont plus légères. Dans la simulation, nous avons fait le choix de l'équation d'état de Peng-Robinson. Ce choix est justifié par la précision de l'équation. Nous avons en effet le long d'une détente isentropique estimée la densité avec l'EOS Peng-Robinson et l'EOS Helmholtz. Les figures 4.1b 4.1d et 4.1f montrent les faibles écarts de prédictions.

L'équation d'état de Peng-Robinson est définie comme suit :

$$p = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a\alpha}{V_m^2 + 2bV_m - b^2} \quad (4.7)$$

Avec :

$$a \approx 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{p_c}$$

$$b \approx 0.07780 \frac{RT_c}{p_c}$$

$$\alpha = \left(1 + \kappa \left(1 - T_r^{\frac{1}{2}} \right) \right)^2$$

$$\kappa \approx 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2$$

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$

Sous forme cubique, on obtient :

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 2B - 3B^2)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad (4.8)$$

Avec :

$$A = \frac{\alpha ap}{R^2 T^2} ; B = \frac{bp}{RT}$$

Pour le SES36, le R1233zd(E) et le NOVEC649, les écarts dans la prédiction de la densité sont de moins de 1%. Nous avons donc une bonne prédiction de la densité. Les erreurs sont décroissantes avec l'augmentation du facteur de compressibilité pour le SES36 et le R1233zd(E). Le NOVEC649 montre des erreurs plus faibles et présentent une courbe d'erreur croissante puis décroissante avec le facteur de compressibilité.

Des simulations tests ont été conduites en utilisant l'équation d'état de Peng-Robinson et les tables d'interpolation de Helmholtz (annexe B). Les tables de densité $\rho(p, T)$ sous *StarCCM+* semblent ne pas être optimal. Les simulations avec les tables d'interpolation nécessitent plus de temps de calculs et la stabilité est plus longue à obtenir comme nous le montre la figure 4.2. Il faut 900 itérations avec un temps CPU de 17 551 s sur une simulation avec les tables contre 300 itérations pour un temps CPU de 7012 s pour une simulation avec l'équation d'état de Peng-Robinson. Il a fallu également dégrossir le maillage pour s'assurer d'une bonne convergence.

Nous avons dans un premier temps fait une étude de l'influence de la viscosité sur les performances en utilisant une table d'interpolation à viscosité constante et à viscosité variable. La viscosité constante est prise égale à la viscosité moyenne du fluide entre l'entrée et la sortie de la turbine. Comme nous le montre le tableau 4.3, l'effet de la viscosité variable est quasi-nulle pour les trois fluides. En effet, les écarts relatifs dans le calcul du rendement, de la puissance du débit ou dans la prédiction de la densité sont moins de 0.09% que ce soit pour le SES36, le NOVEC649 ou le R1233zd(E). Dans la suite, les simulations sont réalisées avec une viscosité constante moyenne.

Pour une viscosité constante, nous calculons les écarts en utilisant l'équation de Helmholtz et l'équation de Peng-Robinson. Si sur une isentrope l'équation de Peng-Robinson est précise, les écarts

4.1. CHOIX DES PARAMÈTRES DE SIMULATION CFD

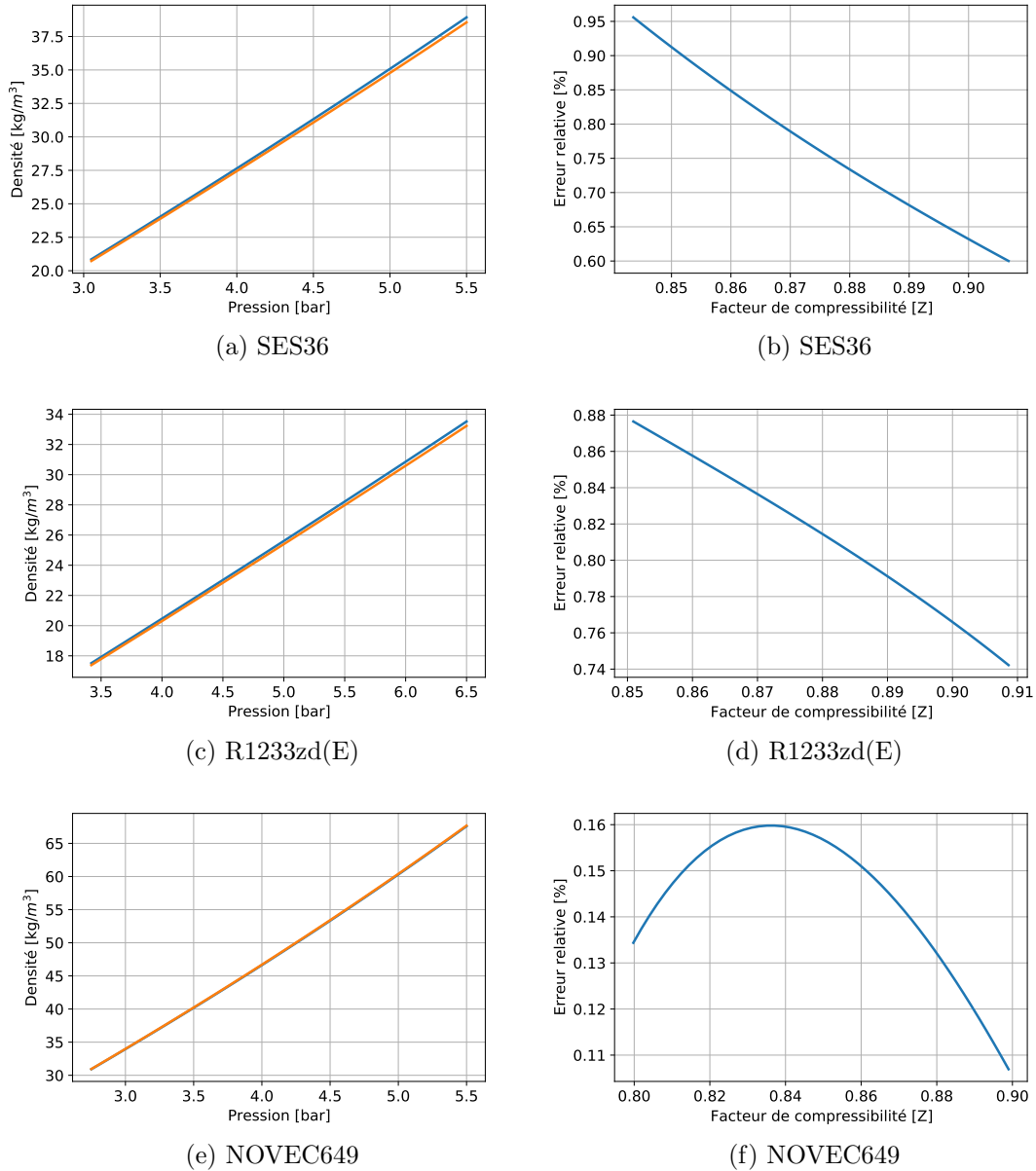


FIGURE 4.1 – Erreurs de prédiction de la densité le long d’une isentrope entre l’équation d’état de Peng-Robinson et celle de Helmholtz pour le SES36, le R1233zd(E) et le NOVEC649.

sont plus importants sur une simulation réelle. Le tableau 4.4 nous montre ces écarts. Ils sont de 1.43% pour le SES36 ; 0.24% pour le NOVEC649 et 1.56% pour le R1233zd(E) dans la prédiction de la densité.

Focalisons nous un peu sur le calcul du rendement. Nous pouvons calculer le rendement de deux

4.1. CHOIX DES PARAMÈTRES DE SIMULATION CFD

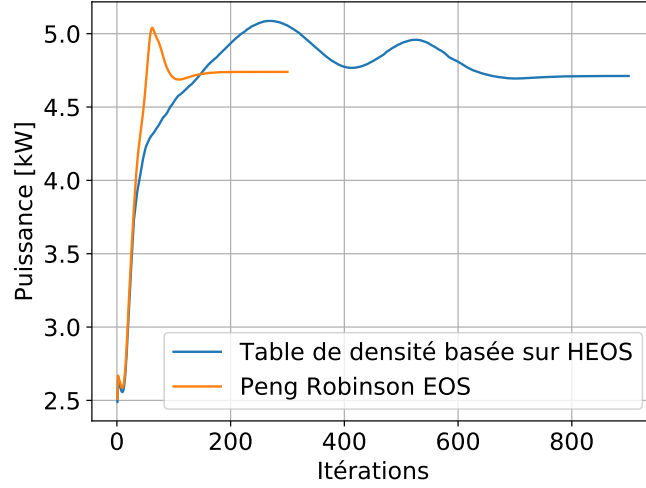


FIGURE 4.2 – Convergence de la puissance pour l'équation d'état de Peng-Robinson et l'équation de Helmholtz.

Fluides	Viscosité	η (%)	\mathcal{P} (kW)	\dot{m} (kg/s)	T_5 (K)	ρ_5 (kg/m ³)
SES36	Constante	84.3	3.09	0.479	360	20.7
	Variable	84.3	3.09	0.479	360	20.7
	Ecart (%)	0.00998	0.00171	0.00649	0.0031	0.0581
NOVEC649	Constante	83.9	2.86	0.638	377	30.8
	Variable	84.0	2.86	0.639	377	30.8
	Ecart (%)	0.0629	0.0161	0.0507	0.00298	0.00412
R1233zd(E)	Constante	84.2	4.71	0.496	340	17.4
	Variable	84.2	4.71	0.496	340	17.4
	Ecart (%)	0.00452	0.0132	0.000524	0.0015	0.0852

TABLE 4.3 – Comparaison de simulations à viscosité variable et à viscosité constante pour la turbine MF21

manières. Soit :

$$\eta_p = \frac{\mathcal{P}_m}{\dot{m}\Delta h_{is}} \quad (4.9)$$

Avec \mathcal{P}_m la puissance mécanique.

Ou

$$\eta_{ts} = \frac{\Delta h_{réelle}}{\Delta h_{is}} \quad (4.10)$$

4.1. CHOIX DES PARAMÈTRES DE SIMULATION CFD

Avec $\Delta h_{réelle} = h_{01} - h_5$, la chute d'enthalpie réelle et $\Delta h_{is} = h_{01} - h_{5s}$ la chute d'enthalpie lors d'une détente isentropique. Le calcul η_{ts} est basé sur une capacité massique constante. Cette approche est utilisée sous *STARCCM+* et ne nous semble pas consistant.

La différence entre les deux équations résulte de la conversion d'une énergie thermique en énergie mécanique. Le tableau 4.4 nous montre les différences de résultats quand on utilise les deux formules de calcul. La seconde équation n'est pas adaptée quand on utilise l'équation d'état à capacité massique constante. La première formulation n'entraîne que des écarts de 0.5 % pour le SES36 ; et 0.6 % pour le R1233zd(E). Cependant, les écarts de capacité massique créent des écarts entre les deux formules. En effet, nous avons des écarts de 7.38 % entre η_p et η_{ts} pour le SES36 ; 8.75% pour le Novec649 et 7.38% pour le R1233zd(E). Face au coût de calcul, il convient donc de faire les simulations avec l'équation d'état de Peng-Robinson et de calculer le rendement avec la puissance mécanique.

Fluides	Modèle	ρ_5 (kg/m ³)	\mathcal{P} (kW)	T_5 (K)	H_5 (kJ/kg)	η_{ts} (%)	η_p (%)
SES36	PREOS	20.43	3.11	362.63	428.772	55.099	76.712
	HEOS	20.73	3.094	360.19	426.414	82.827	76.324
	Ecart (%)	1.43	0.508	2.81	0.55	33.477	0.508
NOVEC649	PREOS	30.71	2.867	378.18	391.215	66.846	75.489
	HEOS	30.79	2.865	377.20	390.271	82.724	75.437
	Ecart (%)	0.24	0.069	0.94	0.24	19.193	0.069
R1233zd(E)	PREOS	17.08	4.74	342.03	485.804	65.248	76.575
	HEOS	17.35	4.71	339.65	483.621	82.674	76.122
	Ecart (%)	1.56	0.595	3.57	0.45	21.077	0.595

TABLE 4.4 – Ecart entre les simulations issues des tables d'interpolation et l'équation d'état de Peng-Robinson.

4.1.4 Convergence en maillage

Une étude en convergence en maillage est effectuée en utilisant l'équation d'état de Peng-Robinson et le modèle de turbulence RANS $k-\omega$ SST. Les valeurs caractéristiques utilisées pour définir le fluide correspondent aux propriétés moyennées entre l'entrée et la sortie de la turbine. Le tableau 4.5 présente les différentes propriétés correspondantes à chaque fluide. La figure 4.4 nous montre la convergence en maillage. Les simulations seront donc faites pour un maillage avec 1.8 millions de cellules. Avec ce maillage, la valeur moyenne du $Y+$ est de 4.8 dans le rotor (aubes, carter, moyeu). La valeur maximale du $Y+$ est de 16.9 et la valeur minimale est de 0.3. Le maillage est représenté sur la figure 4.3 et le $Y+$ sur la figure 4.5

4.1. CHOIX DES PARAMÈTRES DE SIMULATION CFD

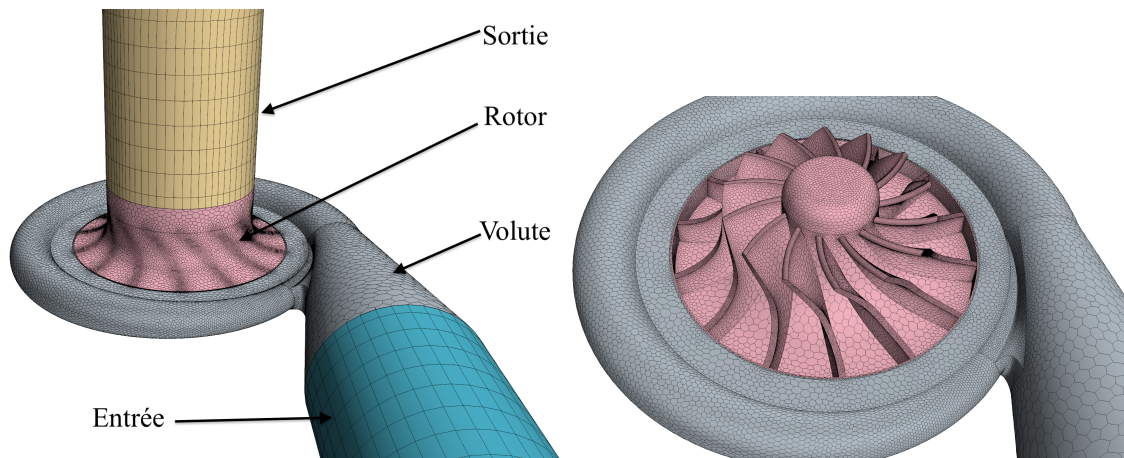


FIGURE 4.3 – Visualisation du maillage de la turbine MF21 avec les surfaces d'extrusion

Propriétés	SES36	Novec649	R1233zd(E)
Masse molaire (kg/kmol)	184.85	316.04	130.49
Température critique (K)	450.7	441.81	439.6
Pression critique (bar)	28.49	18.69	36.24
Acentricité (-)	0.352	0.471	0.302
Viscosité dynamique (Pa/s)	1.372e-5	1.970e-5	1.310e-5
Chaleur spécifique (J/kg/K)	1086.35	993.3	957.1495
Conductivité thermique (W/m/K)	0.015875	0.059	0.0137
Prandtl turbulent (-)	0.9	0.9	0.9

TABLE 4.5 – Propriétés utilisées pour les différents fluides dans le modèle de Peng-Robinson.

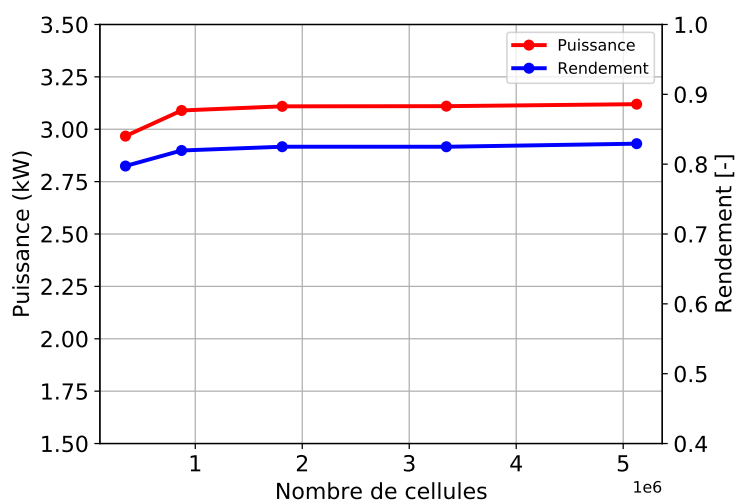


FIGURE 4.4 – Convergence en maillage de la turbine MF21 avec le SES36 à 30 000 RPM.

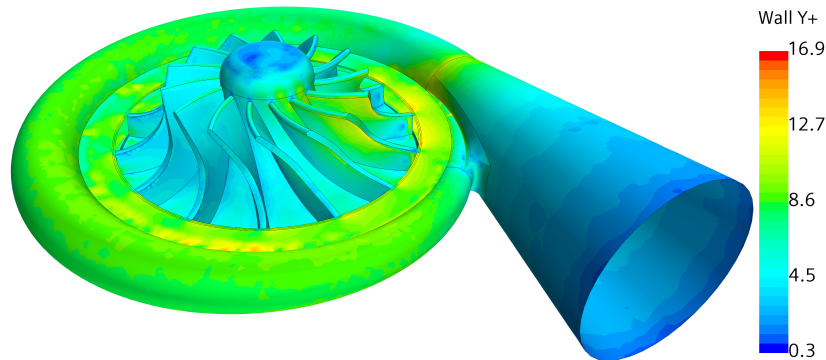


FIGURE 4.5 – Cartographie du Y^+ en paroi de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30 000 RPM.

4.2 Simulations numériques CFD de la turbine MF21

Cette sous-section traite des simulations menées afin de déterminer les performances de la turbine MF21. Nous aborderons l'effet de la rugosité, des jeux avant et arrière et du stator lisse.

4.2.1 Influence de la rugosité

L'impression 3D est un procédé révolutionnaire dans la fabrication des pièces. Elle est de plus en plus d'actualité et fait l'objet d'intenses recherches scientifiques. Elle présente l'avantage d'une fabrication rapide d'une part et d'autre part d'une réduction de coûts de fabrication. Nous avons décidé pour notre turbine d'imprimer le rotor en fabrication additive métal. L'un des inconvénients de l'impression 3D est l'état de surface des pièces. En général, la rugosité des pièces est plus élevée que celle des pièces usinées. Nous analysons naturellement donc l'effet de la rugosité sur les performances de la turbine. Nous faisons varier numériquement l'état de surface R_a de $0 \mu\text{m}$ à $50 \mu\text{m}$, sachant que le fabricant estime la rugosité des imprimés métaux entre $20 \mu\text{m}$ et $53 \mu\text{m}$. Comme nous montre la documentation *STAR-CCM+* [218], l'effet de la rugosité est pris en compte par une augmentation de l'épaisseur de la couche limite (voir annexe B). La loi de paroi est ainsi modifiée par une translation. Le tableau 4.6 nous montre l'effet de la rugosité sur les performances de la turbine. Un rotor à surface rugueuse se traduit par un Y^+ très légèrement modifié. Le rendement et la puissance de la turbine ne pâtissent pas significativement du changement de la rugosité dans la plage étudiée.

4.2. SIMULATIONS NUMÉRIQUES CFD DE LA TURBINE MF21

Rugosité (μm)	Puissance(kW)	Rendement(%)	Y_{min}^+	Y_{max}^+	Y_{moyen}^+
0	3.097	81.6885	0.112	17.12	4.72
10	3.093	81.6612	0.149	19.36	4.87
20	3.093	81.6612	0.149	19.36	4.87
30	3.093	81.6612	0.149	19.36	4.87
40	3.093	81.6612	0.149	19.36	4.87
50	3.093	81.6612	0.149	19.36	4.87

TABLE 4.6 – Effet de la rugosité sur les performances de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30 000 RPM.

4.2.2 Effet des jeux avant et arrière

Nous étudions dans cette partie l'effet des jeux avant et arrière du rotor. Le pourcentage du jeu avant est calculé par rapport à la hauteur de pale en entrée du rotor b_4 tandis que le pourcentage du jeu arrière est calculé par rapport au rayon du rotor R_4 .

Le tableau 4.7 nous montre l'effet de diverses valeurs du jeu avant. Le jeu variant entre 0.2 mm et 0.5 mm soit respectivement 5.28% et 13.02% de b_4 , fait passer le rendement de 81.11% à 80.03%. L'effet du jeu avant est alors négligeable pour ces pourcentages. Aucune tendance ne se dégage sur le débit.

Valeur du jeu (mm)	Pourcentage (%)	Puissance(W)	Rendement(%)	Débit (kg/s)
0.2	5.28	3096.032	81.11034	0.4899602
0.3	7.81	3077.651	80.76912	0.4900141
0.4	10.42	3058.253	80.46139	0.4893217
0.5	13.02	3040.599	80.02721	0.4895741

TABLE 4.7 – Effet du jeu avant sur les performances de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 au point de design pour un jeu arrière de 2 mm.

La figure 4.6 nous montre la topologie de l'écoulement au niveau du jeu avant pour des valeurs de jeu de 0.2 mm et 0.5 mm. La topologie de l'écoulement est peu modifiée. A faible jeu, l'écoulement est légèrement moins accéléré. Le faible impact du jeu sur le rendement est en accord avec le modèle de perte. En effet, la perte de rendement reste quasi-constante dans le modèle quand on varie le jeu.

4.2. SIMULATIONS NUMÉRIQUES CFD DE LA TURBINE MF21

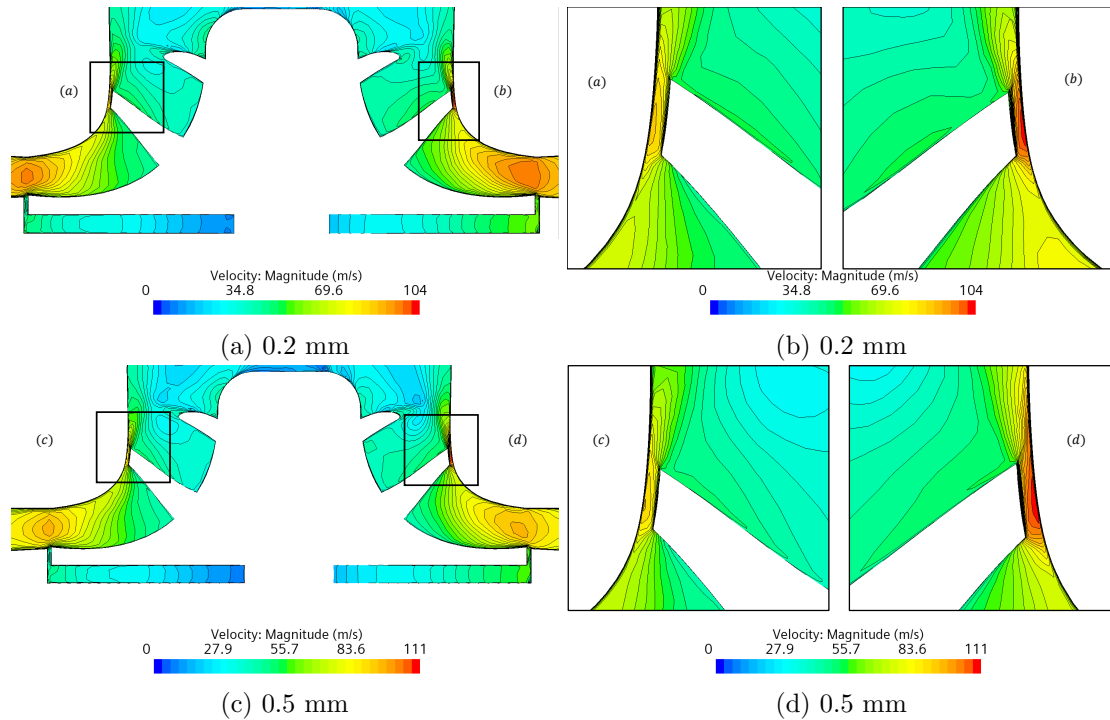


FIGURE 4.6 – Topologie de l'écoulement pour des jeux avant de 0.2 mm et 0.5 mm de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 au point de design.

Le tableau 4.8 nous montre l'effet de diverses valeurs du jeu derrière le rotor. Le jeu variant entre 0.2 mm et 2 mm soit 0.75% et 7.5% de R_4 , le rendement passe de 81.55% à 81.11%. L'effet du jeu arrière est négligeable dans cette plage.

Valeur du jeu (mm)	Pourcentage (%)	Puissance(W)	Rendement(%)	Débit
0.2	0.753012048	3075.524	81.55301	0.4858753
0.5	1.88253012	3071.696	81.47545	0.4855119
1	3.765060241	3078.931	81.31512	0.487087
1.5	5.647590361	3087.138	81.2441	0.4885376
2	7.530120482	3096.032	81.11034	0.4899602

TABLE 4.8 – Effet du jeu arrière sur les performances de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 au point de design pour un jeu avant de 0.2 mm.

La figure 4.7 nous montre la topologie de l'écoulement au niveau du jeu arrière pour des valeurs de jeu de 0.2 mm et 2 mm. La topologie de l'écoulement correspond à un écoulement de Poiseuille. Le profil de vitesse n'est affecté que par l'augmentation du jeu.

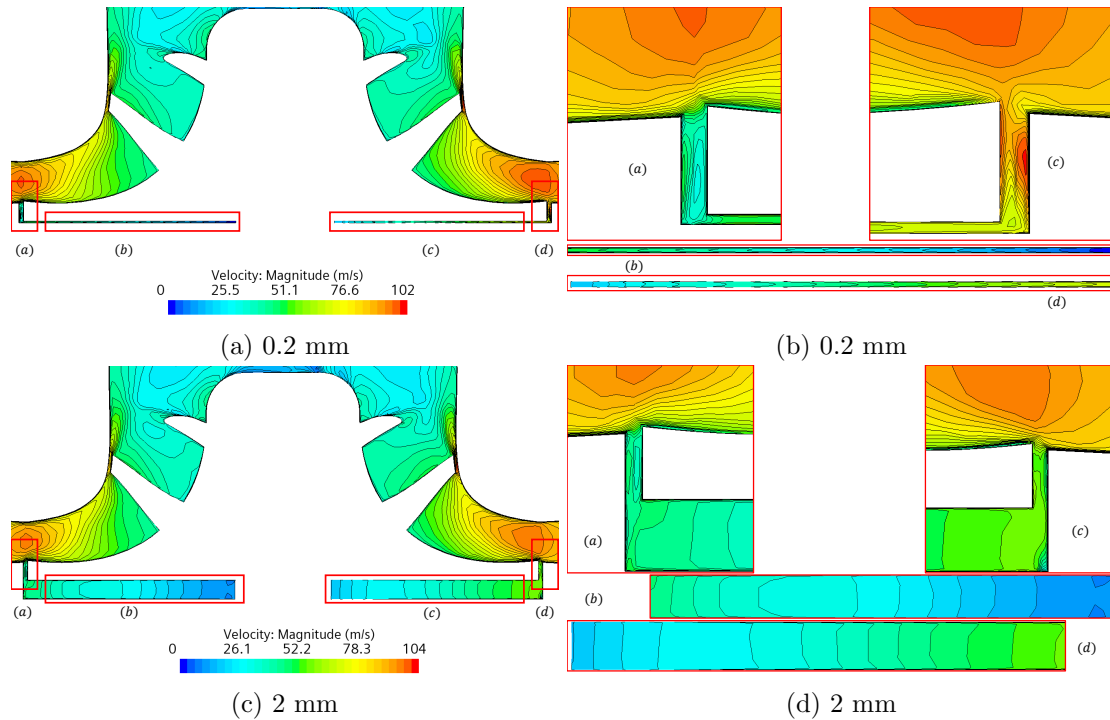


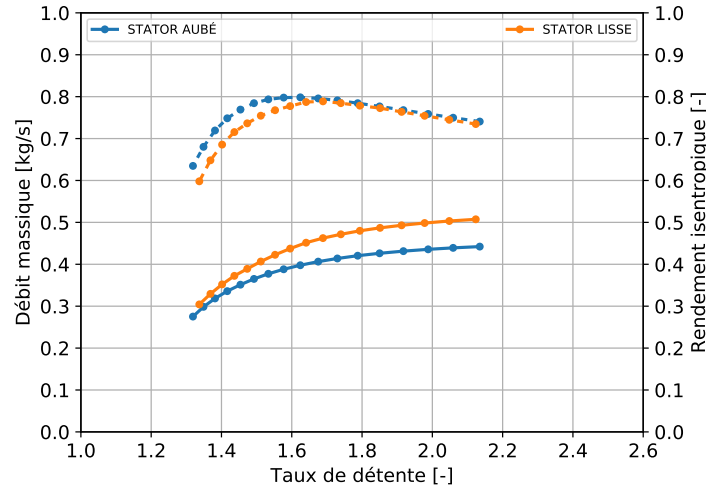
FIGURE 4.7 – Topologie de l'écoulement pour des jeux arrière de 0.2 mm et 2 mm de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 au point de design.

L'effet des jeux avant et arrière restent marginaux. Ce qui semble logique au vu du pourcentage qu'ils occupent dans la répartition des pertes. Une investigation expérimentale peut être intéressante. L'on se demande si l'espace entre le rotor et la volute n'aurait pas un effet plus important que le jeu arrière lui-même.

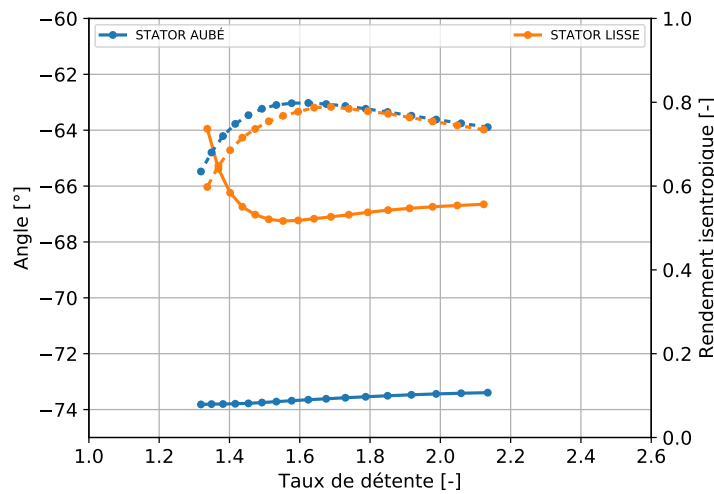
4.2.3 Effet du stator lisse ou aubé

Une étude sur l'effet qu'aurait un stator aubé sur l'écoulement dans la turbine est présentée dans cette sous-section. Comme nous le montre la courbe de performance de la turbine en figure 4.8a, la présence d'aubage accroît le rendement optimal et réduit le débit. Le rendement passe d'une valeur de 78.87% pour un taux de détente de 1.69 à une valeur de 79.85% pour un taux de 1.62. Le débit passe de 0.507 kg/s pour un diffuseur lisse à 0.44 kg/s pour un diffuseur aubé, réduisant ainsi l'écart avec le point de design. Cet écart passe de 21% à 9%.

4.2. SIMULATIONS NUMÉRIQUES CFD DE LA TURBINE MF21



(a) Performance de la turbine. En ligne continue le débit et en ligne discontinue le rendement.



(b) Evolution de l'angle absolu à l'entrée du rotor. En ligne continue l'angle et en ligne discontinue le rendement.

FIGURE 4.8 – Effet du stator lisse et du stator aubé sur les performances de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à 30 000 RPM.

Ces différences sont principalement dues aux déviations de l'écoulement en entrée du rotor comme nous le montre les figures 4.8b et 4.9b. Pour un diffuseur lisse, à faible taux de détente, on passe d'un angle de 64° à un angle de 66.5° pour les grands taux de détente. Tandis qu'un diffuseur aubé maintient quasiment l'angle constant entre 73.8° et 73.5° quel que soit le taux de détente. L'écoulement est mieux

4.2. SIMULATIONS NUMÉRIQUES CFD DE LA TURBINE MF21

guidé et uniformément réparti à l'entrée du rotor comme nous le montre les figures 4.9b et 4.9a. La grande différence se situe au niveau du bec de volute. L'écart de débit est donc en grande partie lié à l'angle en entrée du rotor.

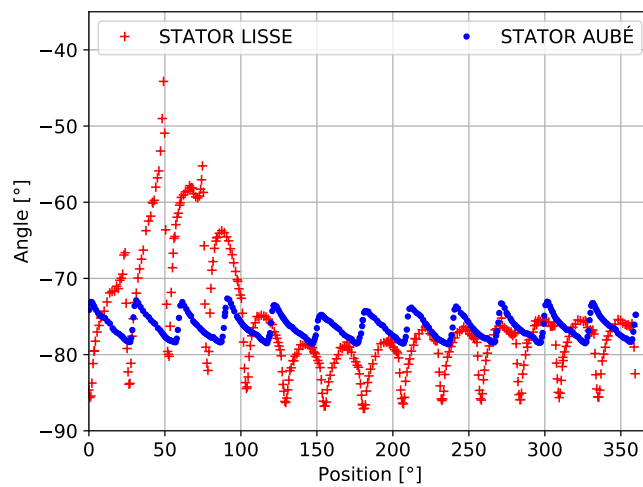
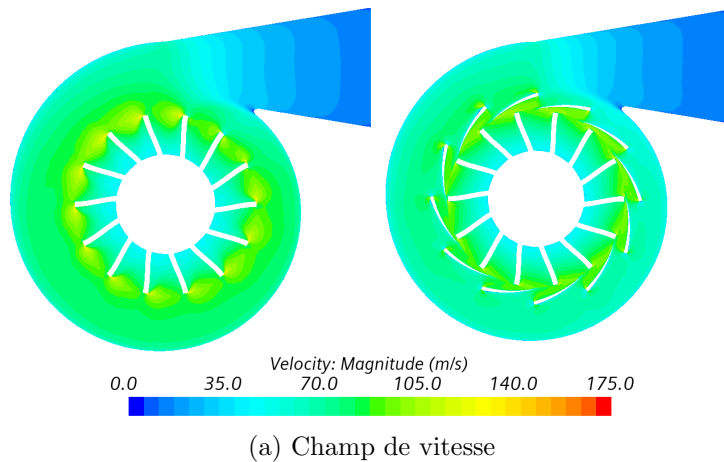


FIGURE 4.9 – Effet du stator lisse et du stator aubé sur la topologie de l'écoulement de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à 30 000 RPM

4.2.4 Effet de la vitesse de rotation

La figure 4.10 montre l'effet de la vitesse de rotation sur les performances de la turbine au point de design pour chaque fluide. Comme attendu, le débit diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Pour les trois fluides, les points de meilleurs rendement se situent à +10% de la vitesse de

4.2. SIMULATIONS NUMÉRIQUES CFD DE LA TURBINE MF21

design. Ainsi passe-t-on d'un rendement de 73.1% pour le Novec649 à 25 000 RPM pour un rendement de 73.8% à 27 500 RPM. Concernant le SES36 et le R1233zd(E), on passe respectivement de 74.2% à 30 000 PRM pour 75% à 33 000 RPM et de 74.24% à 36 000 RPM pour 75.2% à 39 600 RPM.

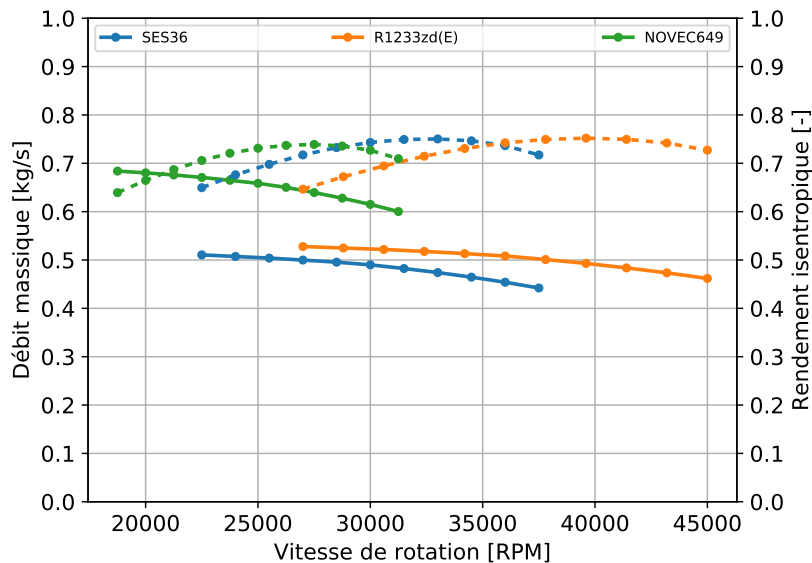


FIGURE 4.10 – Performances CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36, le R1233zd(E) et le Novec649 au point de design à différentes vitesses de rotation. En trait continu le débit et en trait discontinu le rendement.

4.2.5 Courbes de performances CFD de la turbine MF21

Les résultats CFD de la turbine MF21 pour les trois différents fluides dans les diverses conditions de fonctionnement sont représentés sur les figures 4.11 4.13 et 4.15. Comme pour le design, les résultats CFD ont été obtenus en variant la vitesse de rotation de $\pm 10\%$ et de $\pm 20\%$ par rapport à la vitesse de design. Pour chaque vitesse de rotation et chaque fluide, le rendement augmente avec le taux de détente jusqu'à un rendement maximal puis diminue. Le débit quant à lui augmente avec le taux de détente jusqu'au débit de blocage. La vitesse de rotation a peu d'influence sur ce débit de blocage. Pour un même taux de détente, le débit est plus important à faible vitesse de rotation. Ces observations sont en concordance avec les résultats du design.

Pour une vitesse de rotation variant entre 24 000 RPM et 36 000 RPM, le débit de blocage est de 0.516 kg/s pour le SES36. Le rendement maximal de la turbine est de 75.3% à une vitesse de rotation

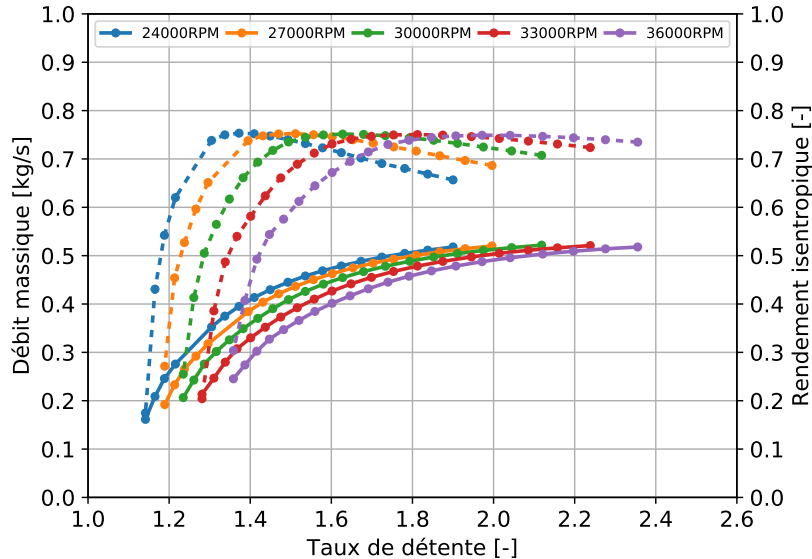


FIGURE 4.11 – Performances CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à diverses vitesses de rotation.

de rotation de 24 000 RPM pour un taux de détente de 1.37. Le rendement à 27 000 RPM est de 75.2% pour un taux de détente de 1.51. Il est de 75.1% à 30 000 RPM pour un taux de détente de 1.62. Ces valeurs changent peu aux vitesses de 33 000 RPM et 36 000 RPM pour des valeurs respectives de 75.04% et 74.9% ; les taux de détente étant de 1.81 et 1.97. Les effets de la vitesse de rotation sur le rendement maximal sont moins importants en CFD que prédits par les modèles de pertes.

La figure 4.12 nous montre les champs de compressibilité, de vitesse relative et de pression sur les plans horizontaux et verticaux centraux à la turbine. On reste dans une zone gaz dense durant toute la détente. En effet, le facteur de compressibilité varie entre 0.85 et 0.93 entre l'entrée et la sortie. Les effets de compressibilité semblent plus importants sur le côté en surpression des aubes. La pression est quasi uniformément répartie sur le pourtour du rotor. L'effet du bec de volute est visible et se traduit par des points de surpression sur les bords d'attaques. Cet effet est aussi visible sur le champ de vitesse. A la sortie du rotor, le sillage du nez du rotor est visible avec une zone de recirculation.

La turbine fonctionnant avec le R1233zd(E) a une vitesse de rotation variant entre 28 800 RPM et 43 200 RPM. Le débit de blocage est de 0.53 kg/s. Le rendement maximal de la turbine est de 75.36% à une vitesse de rotation de 28 800 RPM pour un taux de détente de 1.4. Le rendement à 32 400 RPM est de 75.3% pour un taux de détente de 1.54. Il est de 75.26% à 36 000 RPM pour un

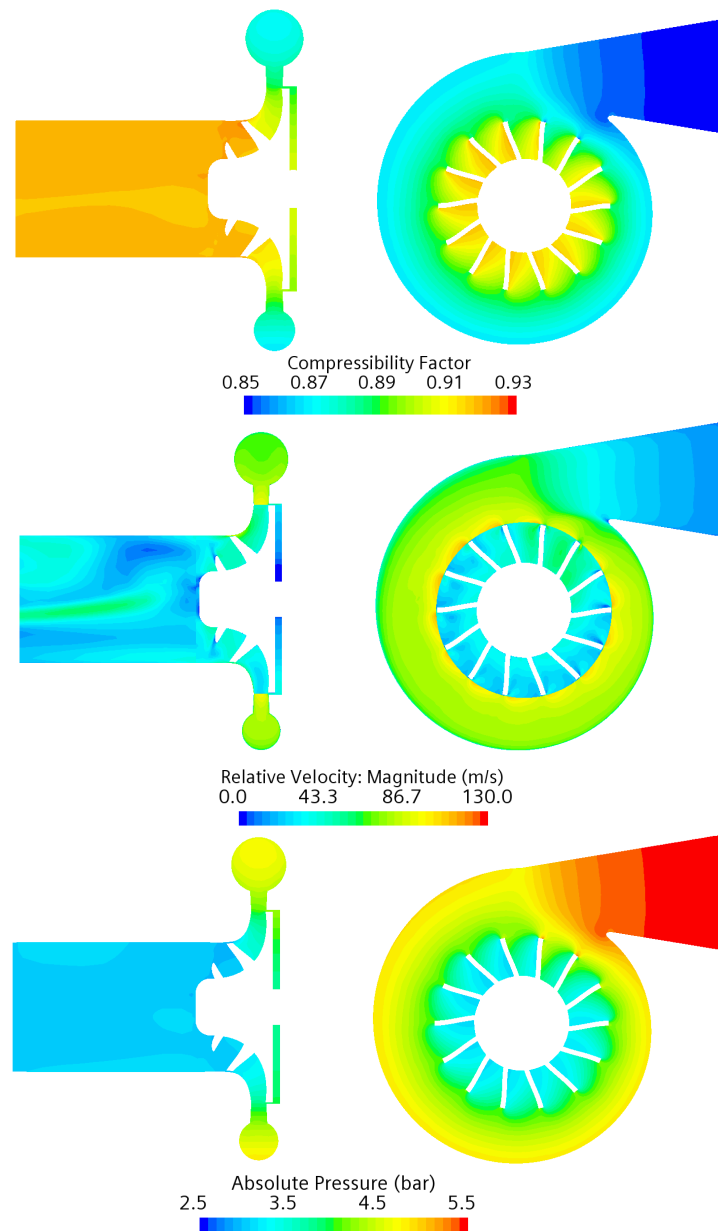


FIGURE 4.12 – Champ du facteur de compressibilité, de vitesse et de pression pour la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 au point de design.

taux de détente de 1.71. Ces valeurs changent peu aux vitesses de 39 600 RPM et 42 000 RPM pour des valeurs respectives de 75.2% et 75.1%; les taux de détente étant de 1.9 et 2.07. Tout comme pour le SES36, les effets de la vitesse de rotation sur le rendement maximal sont moins importants en CFD.

La figure 4.14 nous montre, pour le R1233zd(E), les champs de compressibilité, de vitesse relative et de pression sur les plans horizontaux et verticaux centraux à la turbine. On reste dans une zone

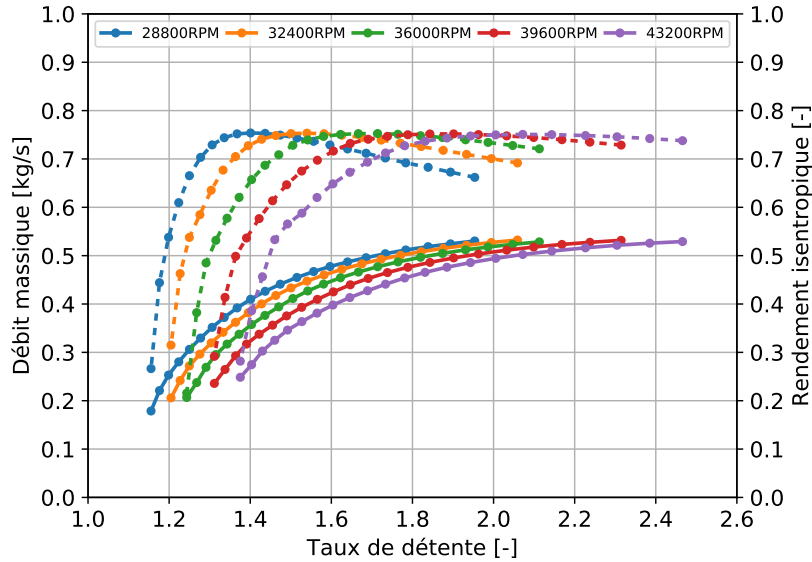


FIGURE 4.13 – Performances CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation.

gaz dense durant toute la détente. En effet, le facteur de compressibilité varie entre 0.86 et 0.93 entre l'entrée et la sortie. Tout comme pour le SES36, les effets de compressibilité semblent plus importants sur le côté surpression des aubes. La pression est quasi uniformément répartie sur le pourtour du rotor. L'effet du bec de volute est visible et se traduit par des points de surpression sur les bords d'attaques. Cet effet est également visible sur le champ de vitesse. A la sortie du rotor, le sillage du nez du rotor est visible avec une zone de recirculation. Les vitesses sont plus importantes à l'entrée du rotor.

Pour une vitesse de rotation variant entre 20 000 RPM et 30 000 RPM, le débit de blocage est de 0.67 kg/s pour le NOVEC649. Le rendement maximal de la turbine est de 74.44% à une vitesse de rotation de 20 000 RPM pour un taux de détente de 1.46. Le rendement à 22 500 RPM est de 74.2% pour un taux de détente de 1.62. Il est de 74.07% à 25 000 RPM pour un taux de détente de 1.76. Ces valeurs changent peu aux vitesses de 27 500 RPM et 30 000 RPM pour des valeurs respectives de 73.9% et 73.6% ; les taux de détente étant de 1.97 et 2.16. Tout comme pour le SES36 et le R1233zd(E) les effets de la vitesse de rotation sur le rendement maximal sont moins importants en CFD.

La figure 4.16 nous montre les champs de compressibilité, de vitesse relative et de pression sur les plans horizontaux et verticaux centraux à la turbine. On reste dans une zone gaz dense durant

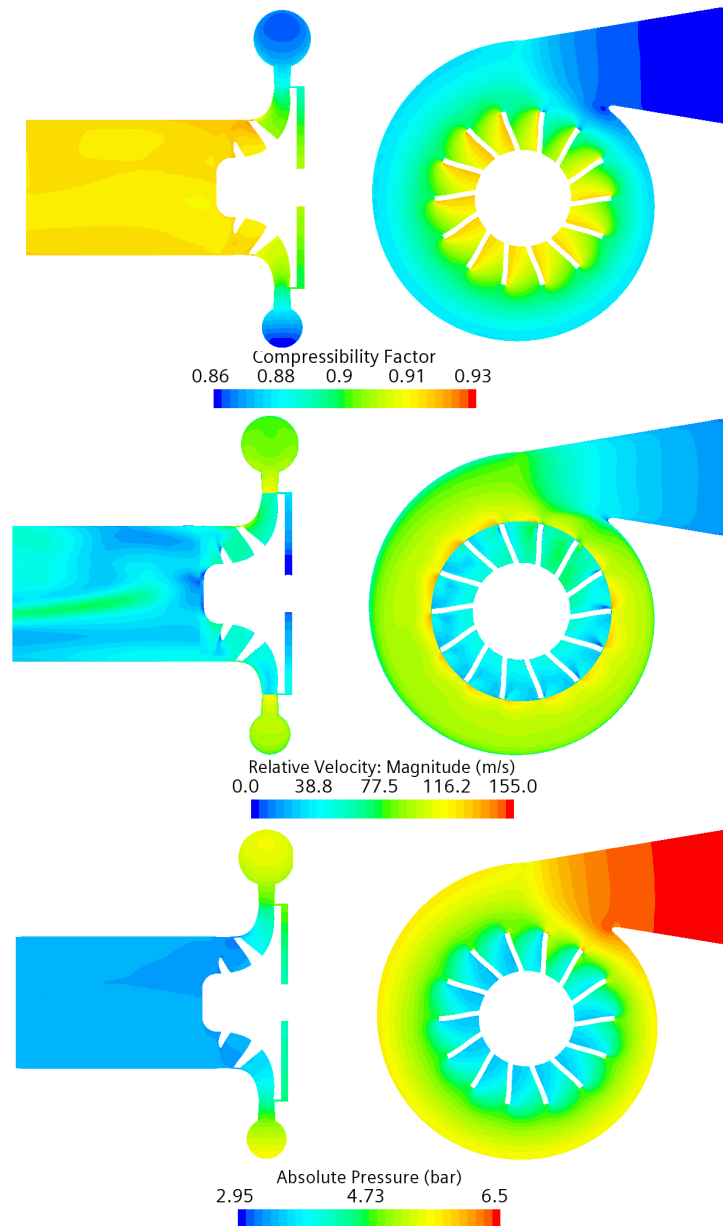


FIGURE 4.14 – Champ du facteur de compressibilité de vitesse et de pression pour la turbine au R1233zd(E) au point de design.

toute la détente. En effet, le facteur de compressibilité varie entre 0.8 et 0.92 entre l'entrée et la sortie. Les effets de compressibilité sont plus importants avec le NOVEC649. Ceci peut en partie expliquer les rendements légèrement plus petits. La pression est quasi uniformément répartie sur le pourtour du rotor. L'effet du bec de volute est visible et se traduit par des points de surpression sur les bords d'attaques. Cet effet est aussi visible sur le champ de vitesse. A la sortie du rotor, le sillage du nez du

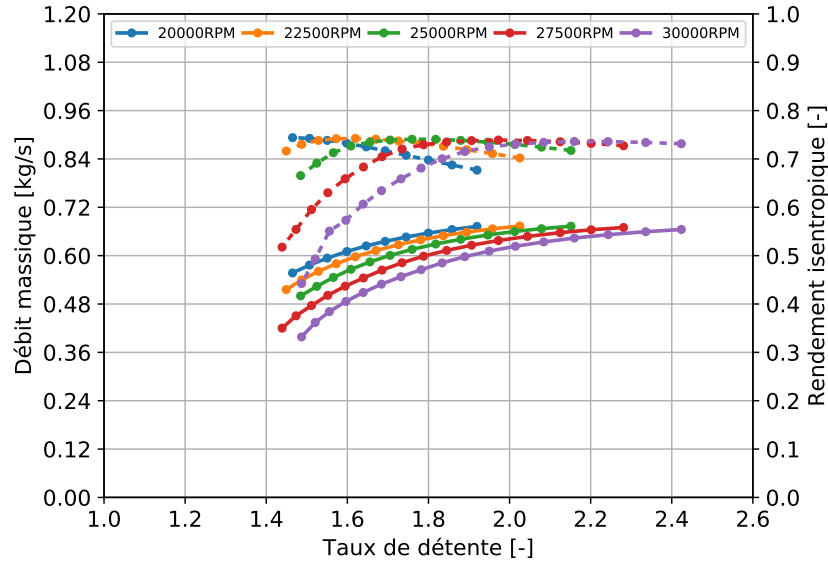


FIGURE 4.15 – Performances CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le Novec649 à divers vitesses de rotation. En trait continu le débit et en trait discontinu le rendement.

rotor est visible avec une zone de recirculation.

La figure 4.17 nous donne le chargement de l'intrados et de l'extrados des aubes de la turbine. Les valeurs de ces pressions sont en accord avec les pressions de design. La pression au bord d'attaque varie entre 4.25 bar et 5.3 bar pour le SES36 ; entre 4.75 bar et 6.25 bar pour le R1233zd(E) et entre 4 bar et 5.3 bar pour le NOVEC649. Pour tous les profils, la pression décroît le long de la pôle ; la différence de pression entre l'intrados et l'extrados s'amenuisant. Ainsi, avons-nous des pression de 3 bar au bord de fuite pour le SES36, 3.4 bar pour le R1233zd(E) et 2.75 bar pour le NOVEC649. Le chargement permet d'approximer la puissance mécanique ($P_m \approx \dot{m}S\Delta P$: avec ΔP la différence de pression et S la surface des aubes. Le chargement est proportionnel à la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la turbine. Ce chargement permet également de faire des études sur la résistance mécanique des pales.

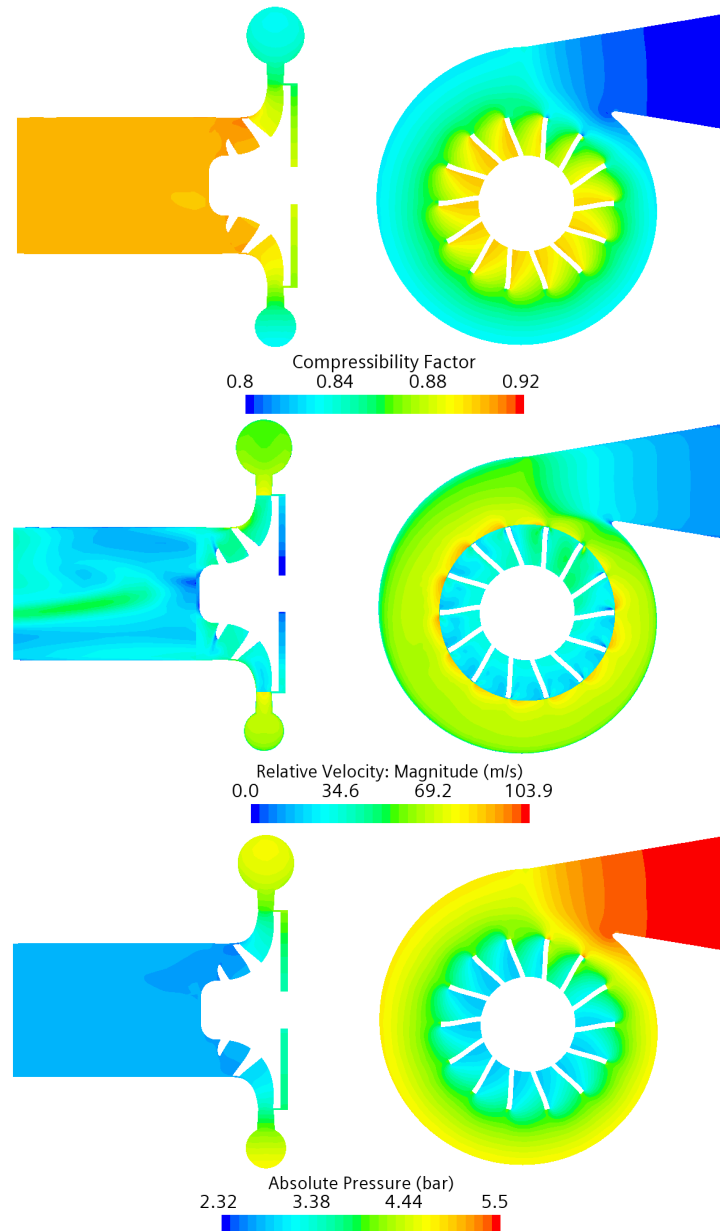
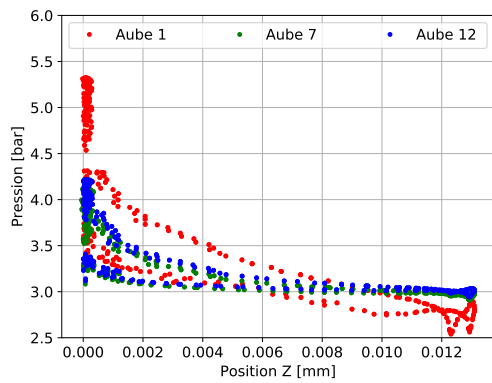
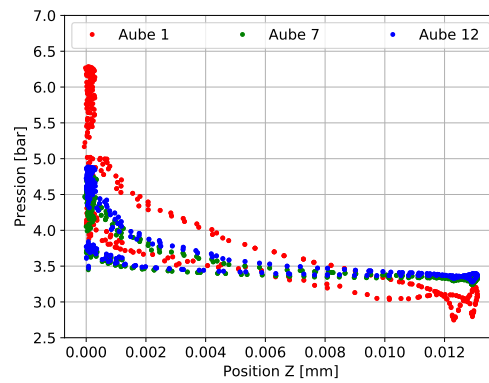


FIGURE 4.16 – Champ du facteur de compressibilité de vitesse et de pression pour la turbine MF21 au NOVEC649 au point de design

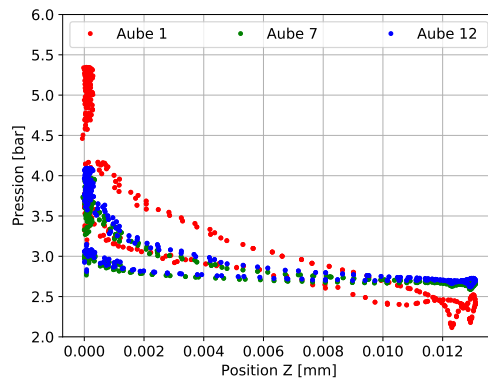
4.2. SIMULATIONS NUMÉRIQUES CFD DE LA TURBINE MF21



(a) SES36



(b) R1233zd(E)



(c) Novec649

FIGURE 4.17 – Chargement des aubes de la turbine MF21 pour le SES36, le R1233zd(E) et le Novec649 à leurs points de design respectifs. La numérotation des aubes commencent au niveau du bec de volute et va croissante dans le sens anti-horaire.

4.3 Comparaison des résultats de la CFD et du modèle 0D

Cette section fait une comparaison entre les résultats numériques issues des simulations CFD et ceux de l'analyse par la ligne moyenne. Cette comparaison est faite pour chaque fluide à différentes vitesses de rotation.

Les figure 4.18 et 4.19 nous donnent les écarts entre les résultats CFD et l'analyse 0D pour le SES36. Les courbes CFD et 0D suivent les mêmes tendances. Le écarts sont faibles. Au point de rendement maximum, l'écart est de 6.2 % sur le débit et de 6.5% sur le rendement pour une vitesse de rotation de 30 000 RPM.

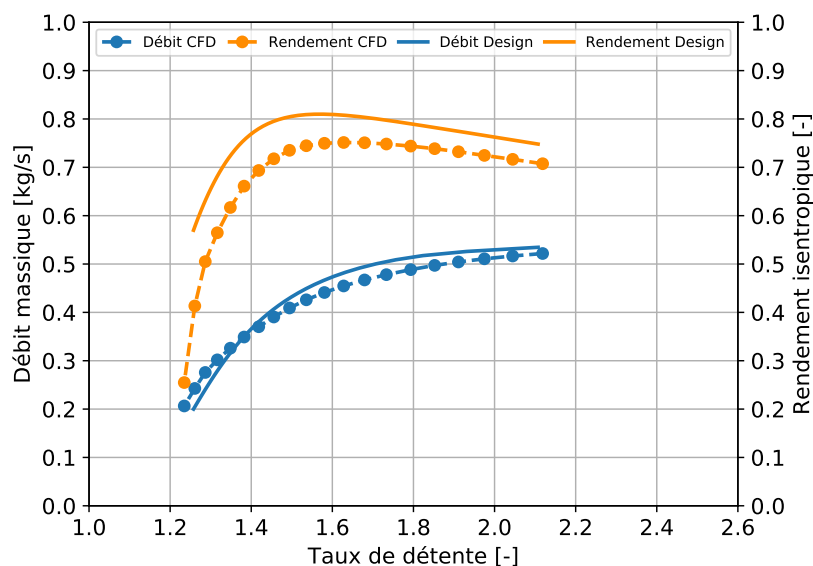


FIGURE 4.18 – Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30000 RPM.

Comme nous le montre la figure 4.19, le code est consistant lorsque l'on varie la vitesse de rotation de la turbine fonctionnant avec le SES36. Les courbes 0D gardent des tendances identiques à la CFD. Les écarts restent du même ordre de grandeur : moins de 10.0% pour le débit et le rendement.

Les figure 4.20 et 4.21 nous donnent les écarts entre les résultats CFD et l'analyse 0D pour le R1233zd(E). Les courbes CFD et 0D suivent les mêmes tendances. Au point de rendement maximum, l'écart est de 6.0 % sur le débit et de 7.3% sur le rendement pour une vitesse de rotation de 36 000 RPM.

4.3. COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA CFD ET DU MODÈLE 0D

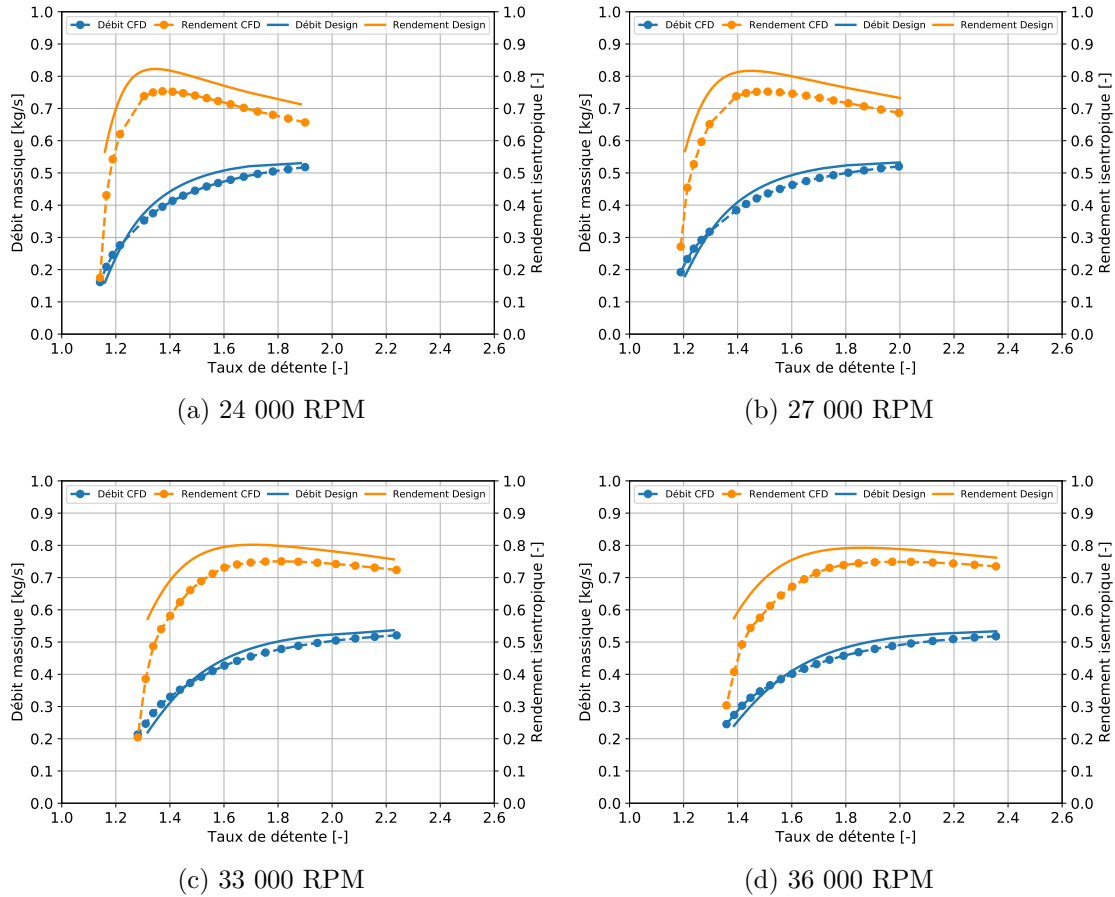


FIGURE 4.19 – Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à diverses vitesses de rotation.

Comme nous le montre la figure 4.21, le code est consistant lorsque l'on varie la vitesse de rotation de la turbine fonctionnant avec le R1233zd(E). Les courbes 0D gardent des tendances identiques à la CFD. Les écarts restent du même ordre de grandeur : moins de 10.0% pour le débit et le rendement.

Les figure 4.22 et 4.23 nous donnent les écarts entre les résultats CFD et l'analyse 0D pour le NOVEC649. Tout comme pour le SES36 et le R1233zd(E), les courbes CFD et 0D suivent les mêmes tendances. Au point de rendement maximum, l'écart est de 4.87 % sur le débit et de 7.75% sur le rendement pour une vitesse de rotation de 25 000 RPM.

Comme nous le montre la figure 4.23, le code est consistant lorsque l'on varie la vitesse de rotation de la turbine fonctionnant avec le NOVEC649. Les courbes 0D gardent des tendances identiques à la CFD. Les écarts restent du même ordre de grandeur : moins de 10.0% pour le débit et le rendement.

4.3. COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA CFD ET DU MODÈLE 0D

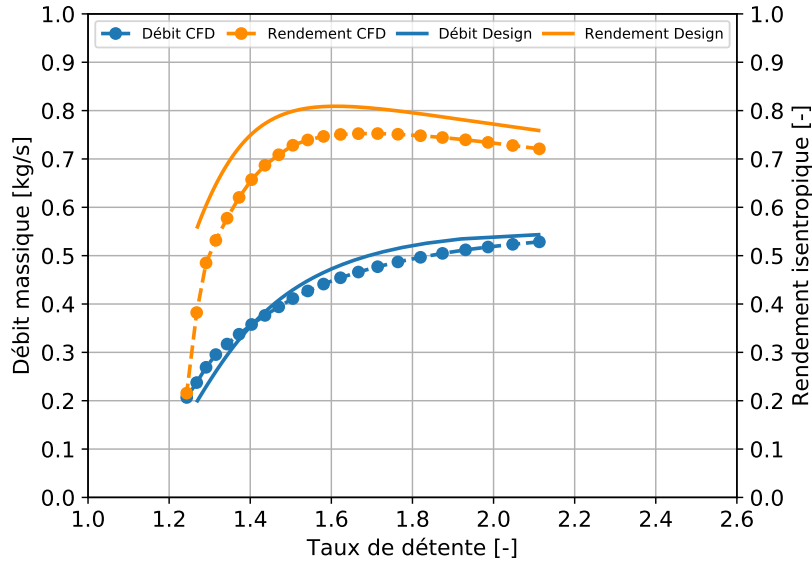


FIGURE 4.20 – Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le R1233zd(E) à 36 000 RPM.

Les écarts sont dus à plusieurs facteurs. D’abord, l’utilisation d’un diffuseur lisse. Comme nous l’avons vu dans l’analyse de la sous-section 4.2.3, l’absence d’aubage au stator conduit à une dégradation des performances. Ensuite d’utilisation du modèle d’équation d’état qui entraîne des écarts de 7% à 8% comme vu dans la section 4.1.3.

Les autres écarts proviennent de la mauvaise prédiction des vitesses dans le code. L’effet 3D de l’écoulement réel n’est pas pris en compte dans les modèles. Du moins des calibrations des modèles doivent être mieux adaptées aux effets gaz dense. La figure 4.24 nous donne les écarts entre le design et la CFD des principaux paramètres d’entrée des modèles de pertes pour le SES36. Les écarts pour le NOVEC649 et le R1233zd(E) sont présentés dans l’annexe B. Les écarts de vitesse et d’angle sont à l’origine des défauts de prédiction.

Pour les trois fluides, la vitesse en entrée W_4 est sous estimée. Les écarts vont jusqu’à presque 60.0% à certains taux de détente. Ceci entraîne une sous-estimation des pertes par incidence et des pertes par passages dans les modèles.

L’écart dans la prédiction des angles entraîne des erreurs dans les calculs des pertes par incidence et en sortie.

4.3. COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA CFD ET DU MODÈLE 0D

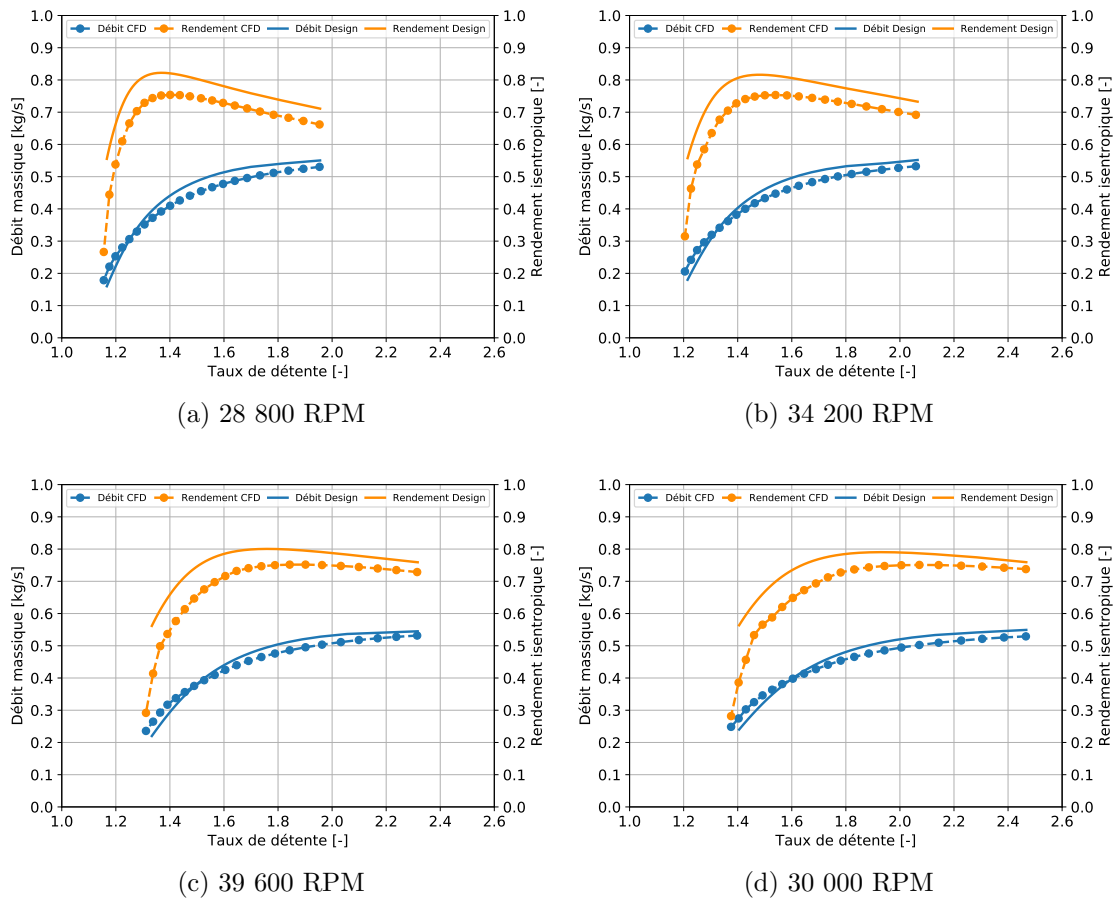


FIGURE 4.21 – Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation

4.3. COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA CFD ET DU MODÈLE 0D

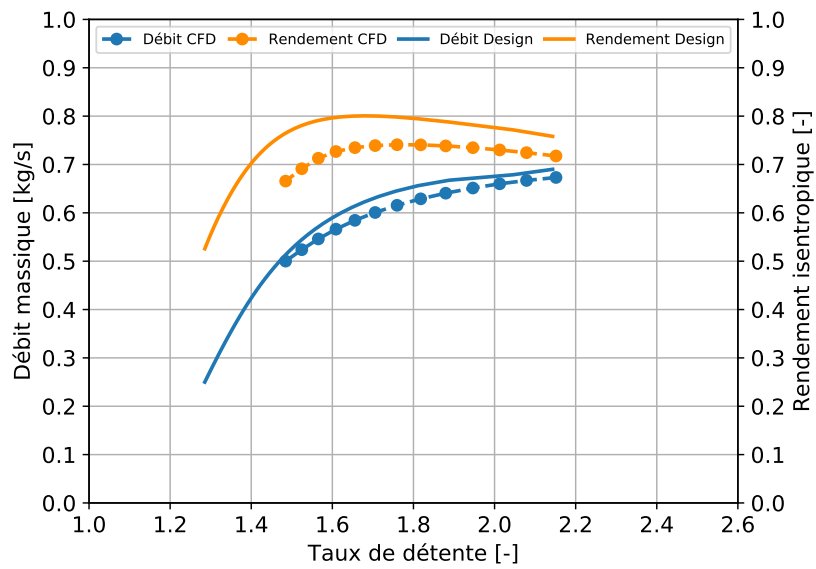


FIGURE 4.22 – Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD pour le NOVEC649 à 25 000 RPM.

4.3. COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA CFD ET DU MODÈLE 0D

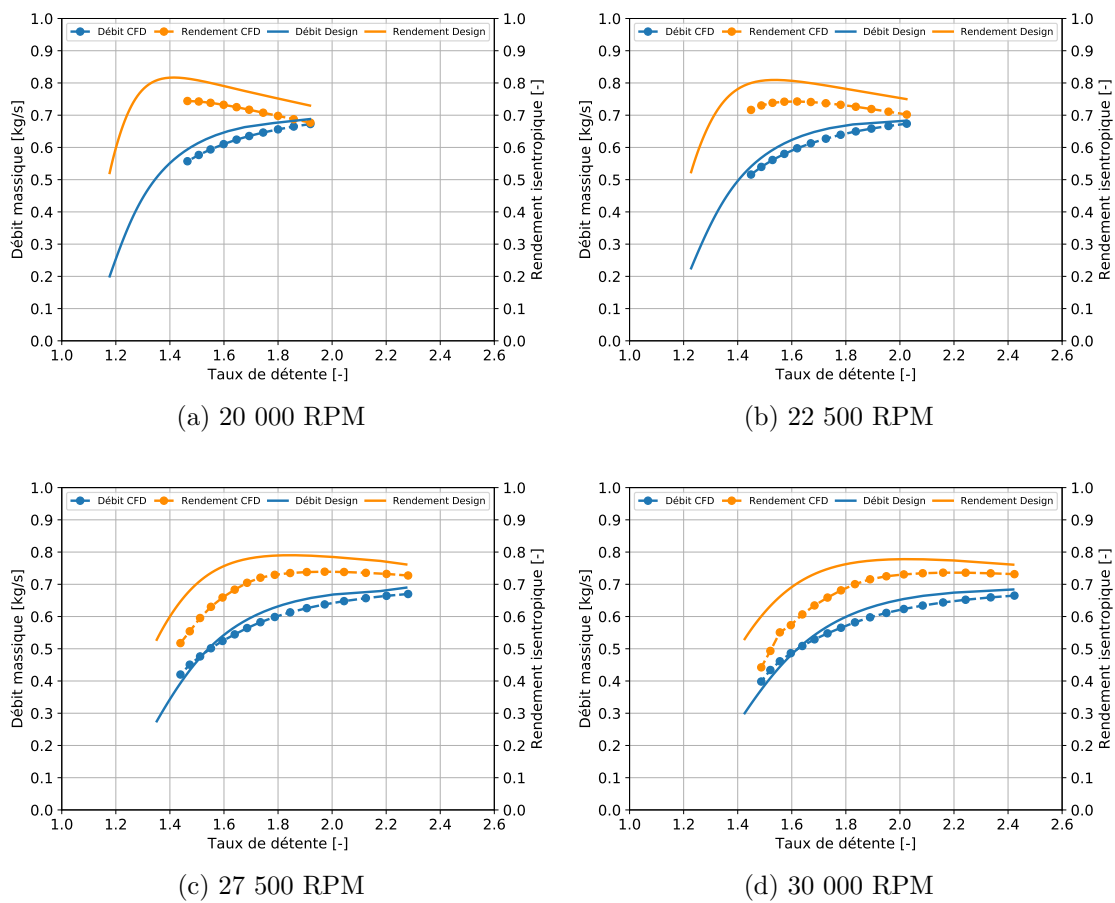


FIGURE 4.23 – Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le NOVEC649 à diverses vitesses de rotation

4.3. COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA CFD ET DU MODÈLE 0D

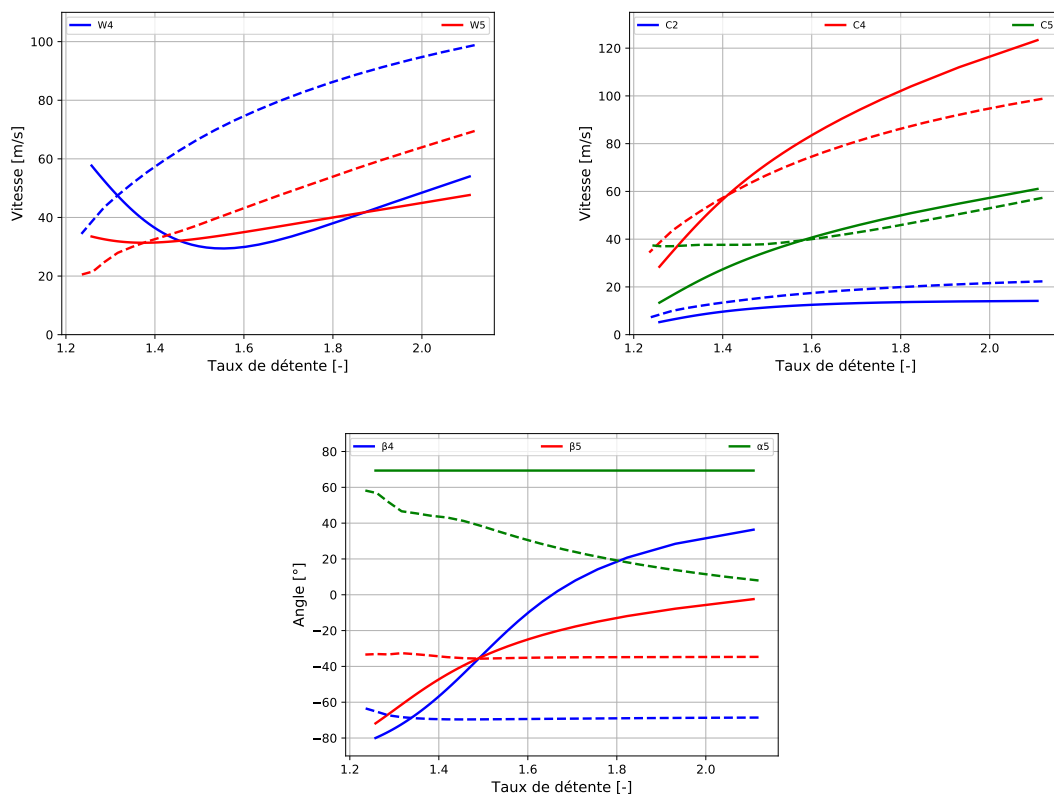


FIGURE 4.24 – Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 à 30000 RPM. En trait plein le design et en pointillé la CFD.

4.4 Simulations numériques CFD de la turbine GT15

Dans cette section, nous présentons les résultats des simulations numériques de la turbine GT15. Tout comme pour la turbine MF21, les simulations de la turbine GT15 sont conduites avec le modèle de turbulence $k-\omega$ SST. Le modèle de gaz utilisé est l'équation d'état de Peng-Robinson. Les propriétés du gaz sont décrites dans la table 4.9. Seule la viscosité, la chaleur spécifique et la conductivité thermique changent dans les propriétés. Ces valeurs sont obtenues par une moyenne des propriétés entre l'entrée et la sortie de la turbine.

Propriétés	SES36
Masse molaire (kg/kmol)	184.85
Température critique (K)	450.7
Pression critique (Pa)	2849000.0
Acentricité (-)	0.352
Viscosité dynamique (Pa/s)	1.318045e-5
Chaleur spécifique (J/kg/K)	961.35
Conductivité thermique (W/m/K)	0.014895
Prandtl turbulent (-)	0.9

TABLE 4.9 – Propriétés du SES36 avec le modèle de Peng-Robinson pour la simulation de la turbine GT15

L'étude de convergence en maillage est présentée dans le tableau 4.10. On passe d'un rendement de 65.73% pour un maillage de 337803 cellules à un rendement de 71.06% pour un maillage de 3 800 260 cellules. Le compromis est le maillage de 1 196 964 cellules pour un rendement de 68.98%. Toutes les simulations ont été conduite sur une géométrie sans jeu avant ni jeu arrière.

Nombre de cellules	Puissance(kW)	Rendement(%)
337803	2.167	65.73
1196964	2.237	68.98
3800260	2.317	71.06

TABLE 4.10 – Convergence en maillage sur le turbine GT15 au point de fonctionnement.

La figure 4.25 nous donne la champ du Y^+ dans la turbine ainsi que le maillage associé. La valeur maximale du Y^+ est de 86. Les valeurs maximales se situent long de l'interface volute-rotor et sont dues à l'absence de jeu. La valeur moyenne du Y^+ est de 8.2 sur les parois du rotor.

Une étude sur l'influence de la vitesse de rotation est faite. La figure 4.26 nous montre que pour des vitesses de rotation de $\pm 25\%$ de la vitesse de fonctionnement choisie (35 000 RPM), le débit change

4.4. SIMULATIONS NUMÉRIQUES CFD DE LA TURBINE GT15

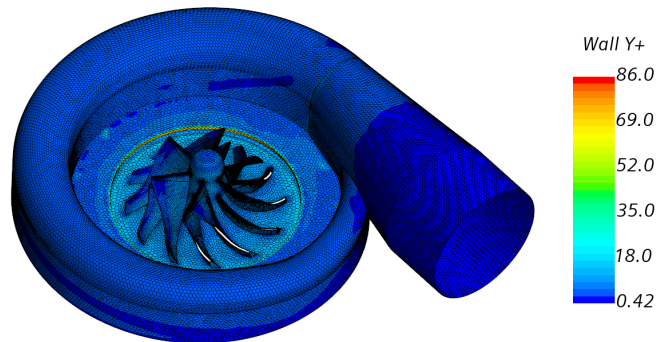


FIGURE 4.25 – Y+ en paroi et maillage de la turbine GT15 fonctionnant au SES36 à 35 000 RPM.

peu. Le rendement quant à lui passe de 35% à 55% avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Ces points à grande vitesse malgré le fait qu'ils présentent de meilleurs rendements ne pourront pas être atteints expérimentalement.

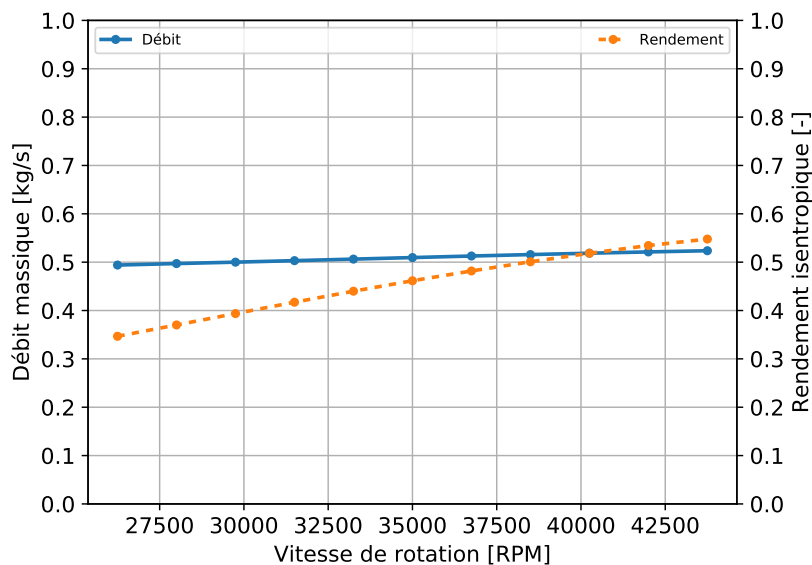


FIGURE 4.26 – Performances CFD de la turbine GT15 fonctionnant avec le SES36 au point de design à différentes vitesses de rotation.

La figure 4.27 nous donne les champs de pression, de vitesse et du facteur de compressibilité. Le facteur de compressibilité varie entre 0.86 à l'entrée et 0.95 à la sortie. La pression et la vitesse sont uniformément réparties sur le pourtour du rotor. Les recirculations sur les surfaces de dépression de la pale sont assez importantes. Ceci contribue particulièrement à la dégradation des performances de la

4.4. SIMULATIONS NUMÉRIQUES CFD DE LA TURBINE GT15

turbine. Un sillage assez important avec des vitesses importantes est visible à la sortie de la turbine. Ces grandes vitesses traduisent un défaut de conversion d'énergie et donc des pertes en sortie plus importantes.

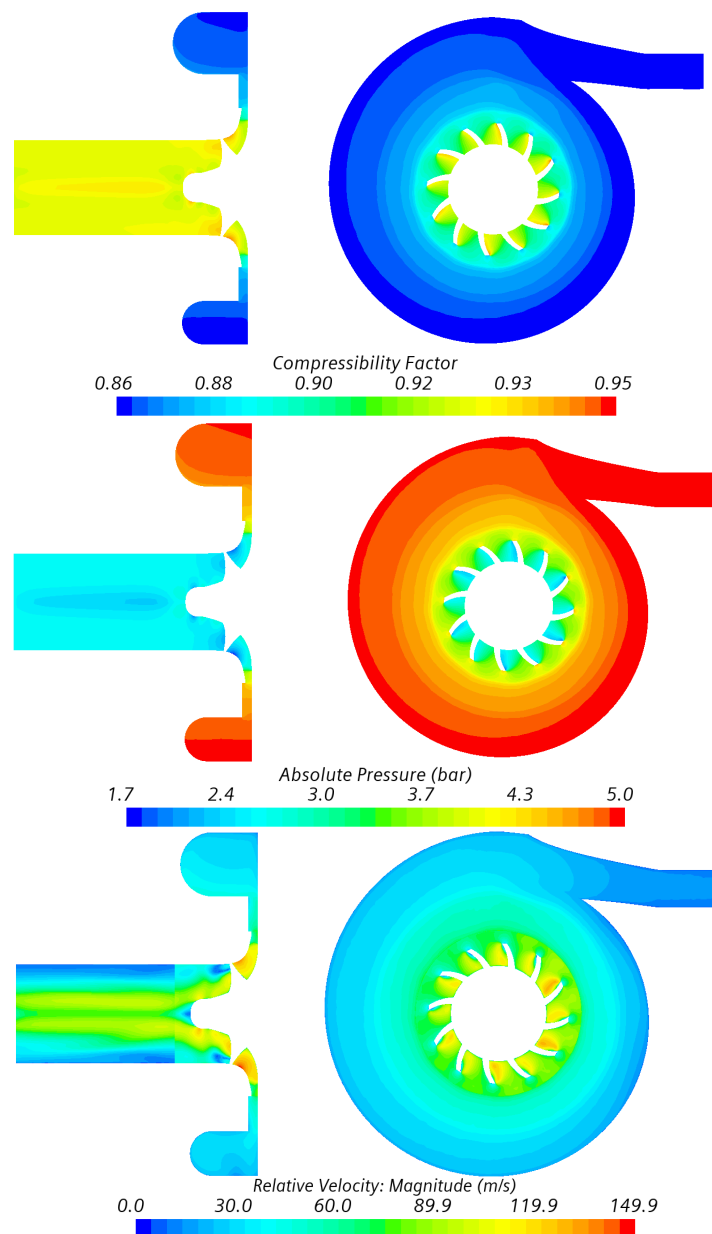


FIGURE 4.27 – Champ du facteur de compressibilité de vitesse et de pression pour la turbine GT15 au SES36 au point de design

Les performances de la turbine GT15 sont données sur le graphique 4.28. Comme l'on pouvait s'y attendre, le débit a toujours ce comportement asymptotique à grand taux de détente. Le débit

maximal est 0.537 kg/s à 42 000 RPM contre 0.514 kg/s à 28 000 RPM. Le rendement maximal est de 60.5% à 28 000 RPM pour un taux de détente de 1.25. Il vaut 60.1% à 31 500 RPM pour un taux de détente de 1.31. A 35 000 RPM, on atteint un rendement de 59.76% pour un taux de détente de 1.39. Le rendement décroît encore légèrement à 38 500 RPM et à 42 000 RPM pour des valeurs respectives de 59.3% et 58.78% à des taux de détente de 1.48 et 1.58.

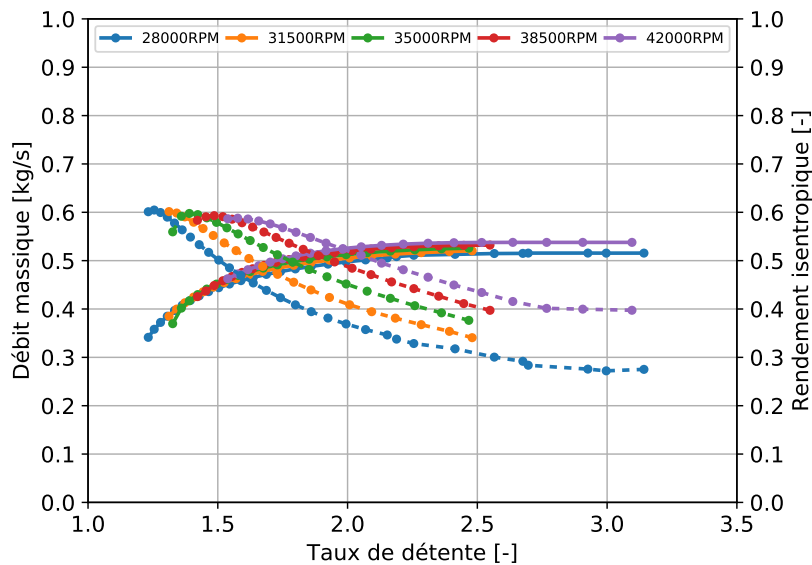


FIGURE 4.28 – Performances CFD de la turbine GT15 fonctionnant avec le SES36 à diverses vitesses de rotation. En ligne continue le débit et en ligne discontinue le rendement.

Conclusion

Les travaux numériques décrits le long de ce chapitre ont eu pour principaux objectifs l'établissement par simulations CFD des courbes de performances des turbines MF21 et GT15 et la comparaison entre les résultats issus de le CFD et ceux du modèle 0D.

Les travaux CFD ont permis l'étude de l'effet du stator, du modèle de gaz, de la rugosité et des jeux avant et arrière sur les performances de la turbine. Un stator aubé améliore les performances de la turbine en les rapprochant du point de design. Le choix du modèle de gaz peut entraîner des écarts de rendement allant jusqu'à 8%. La rugosité affecte peu les performances de la turbine. Il en est de même pour le jeu arrière. Le jeu avant quant à lui dégrade légèrement le rendement de la turbine mais

ne permet pas de dégager une tendance forte sur le débit dans les plages étudiées.

Les écarts entre la CFD et les prédictions ligne moyenne sont faibles. Ceci valide la robustesse du code 0D développé et implémenté. Les bonnes performances de la turbine en design et off-design (taux de détente et vitesse de rotation) permettent de palier aux problèmes de changement de points de fonctionnement de la turbine lorsque la source chaude fluctue.

Les plages correspondantes à des rendements de plus 70% sont entre 78% et 116% du point de design pour le SES36 en terme de taux de détente. Elles sont entre 83% et 110% pour le R1233zd(E). Elles sont entre 75% et 110% pour le NOVEC649.

Pour des vitesses de rotations de $\pm 10\%$ et $\pm 20\%$ de la vitesse de design, les rendements maxima sont de l'ordre de 75% pour le SES36, le NOVEC649 et le R1233zd(E).

Les écarts maxima entre le design et la CFD sont de 6.2% sur le débit et de 6.5% sur le rendement pour le SES36. Ils sont de 6.0% sur le débit et de 7.3% sur le rendement pour le R1233zd(E). Ils valent 4.9% sur le débit et 7.9% sur le rendement pour le NOVEC649.

Les simulations réalisées sur la turbine classique GT15 permettent d'atteindre un rendement maximal de 60.5%. Une carte des performances de cette turbine fonctionnant au SES36 a été réalisée.

Une validation expérimentale de ces résultats numériques afin de constituer une base expérimentale est indispensable. Elle fera l'objet du chapitre 5 suivant.

Chapitre 5

Conception mécanique et étude expérimentale

Contenu

5.1	Conception mécanique des turbines MF21 et GT15	140
5.1.1	Analyse des échanges thermiques	140
5.1.2	Assemblage et choix des pièces	141
5.1.3	Analyse modale et structurelle des composants des turbines	144
5.2	Instrumentation et acquisition du banc	150
5.3	Mise en marche, arrêt et contrôle du cycle	153
5.3.1	Démarrage, contrôle et arrêt du cycle	153
5.3.2	Correction de la vitesse et du débit	156
5.4	Etude de la dynamique du cycle	157
5.5	Essais expérimentaux de la turbine MF21	159
5.6	Comparaison CFD-Essais	161

Dans ce chapitre nous présentons les différents travaux expérimentaux réalisés durant la thèse. Il s'agit principalement de la conception, de l'instrumentation d'un banc d'essai afin de tester et d'établir expérimentalement les courbes de performances des turbines MF21 et GT15. Dans un premier temps, nous présentons les divers aspects de la conception à savoir l'analyse structurelle, l'analyse vibratoire et le choix des composants annexes. S'ensuit la présentation de l'instrumentation et du système d'acquisition du banc d'essai. Enfin, les résultats expérimentaux de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36 sont présentés et comparés aux résultats numériques.

5.1 Conception mécanique des turbines MF21 et GT15

5.1.1 Analyse des échanges thermiques

Pour les conditions de fonctionnement de la turbine, nous nous assurons que l'évaporateur et le condenseur aient assez de puissance thermique. Les tableaux 5.1 et 5.2 nous donne les résultats des échanges thermiques de l'évaporateur et du condenseur. Pour chaque fluide, dans l'évaporateur, le débit ainsi que la température d'huile sont calculés afin de s'assurer des propriétés désirées du réfrigérant en entrée turbine. Pareillement, en supposant la température d'eau, il est possible de calculer le débit d'huile afin de satisfaire aux propriétés fluides désirées à la sortie du condenseur.

Paramètres	Unités	SES36	Novec649	R1233zd(E)
Débit réfrigérant	[kg/s]	0.4	0.5	0.4
Température d'entrée	[°C]	25	25	25
Température de sortie	[°C]	99.98	113.18	84.63
Flux thermique	[kW/m ²]	31.6	29.8	33.0
Différence de température moyenne	[K]	60.12	54.29	50.23
Coefficient de transfert global	W/m ² /K	489	548	657
Puissance	[kW]	91.06	85.68	95.12
Température entrée huile	[°C]	150	150	140
Température sortie huile	[°C]	100	103	85.00
Débit de huile	[kg/s]	0.799	0.798	0.775
Chute de pression	[bar]	0.129	0.125	0.127

TABLE 5.1 – Calcul des caractéristiques de l'échange thermique dans l'évaporateur.

5.1. CONCEPTION MÉCANIQUE DES TURBINES MF21 ET GT15

Paramètres	Unités	SES36	Novec649	R1233zd(E)
Débit réfrigérant	[kg/s]	0.4	0.55	0.4
Température d'entrée	[°C]	85	102	65
Température de condensation	[°C]	70	77	56
Sous-refroidissement	[°C]	5	5	5
Chute de pression	[bar]	0.50	0.44	0.47
Flux thermique	[kW/m ²]	36.1	33.1	34.9
Différence de température moyenne	[K]	35.32	50.8	25.60
Coefficient de transfert global	W/m ² /K	2310	2190	2530
Puissance	[kW]	65.03	59.54	75.32
Température de l'eau en sortie	[°C]	53.89	40.9	45.03
Débit de l'eau	[kg/s]	0.4	0.55	0.6
Chute de pression eau	[kPa]	4.55	8.31	7.09

TABLE 5.2 – Calcul des caractéristiques de l'échange thermique dans le condenseur.

5.1.2 Assemblage et choix des pièces

Une fois les travaux numériques sur les turbines MF21 et GT15 effectués, il convient de s'assurer de leur fonctionnement. La figure 5.1 nous donne une vue d'ensemble de la turbine MF21 ainsi que du système de support. La figure ?? présente la vue d'ensemble de la turbine GT15.

Une vue de coupe de la turbine MF21 nous est donnée par la figure 5.2. L'accouplement permet d'absorber les défauts d'alignement entre l'arbre avant (16) et l'arbre arrière (17) dont la présence est indispensable vue les dimensions du porte outil (3). La présence d'un accouplement exige l'utilisation des roulements (10) afin de supporter le poids de l'arbre avant et du rotor de la turbine. L'accouplement a été sélectionnée et équilibrée en fonction du couple et de la vitesse de rotation. En effet ce dernier est équilibré en classe G2.5 pour 45 000 RPM. Il permet de transmettre un couple maximal de 9 N.m soit 42 kW à 45 000 RPM. Comme nous le montre la figure en annexe C, une conception à montage directe sans roulement ni accouplement avait abouti à un endommagement de tout le système (voir annexe C). Les roulements sont maintenus d'un côté par des épaulements et d'un autre par une rondelle de serrage et un écrou SKF KMK0 comportant une vis de serrage. Le choix des roulements est fait suite au calcul des efforts axial et radial exercés par la turbine. La tableau 5.3 nous donne les valeurs maximales de ces efforts.

Paramètres	Effort Fz	Effort Fx	Effort Fy	Couple
Valeurs	0.242 kN	0.041 kN	0.028 kN	1.9 N.m

TABLE 5.3 – Efforts maxima sur le rotor pour diverses vitesses de rotation et divers fluides.

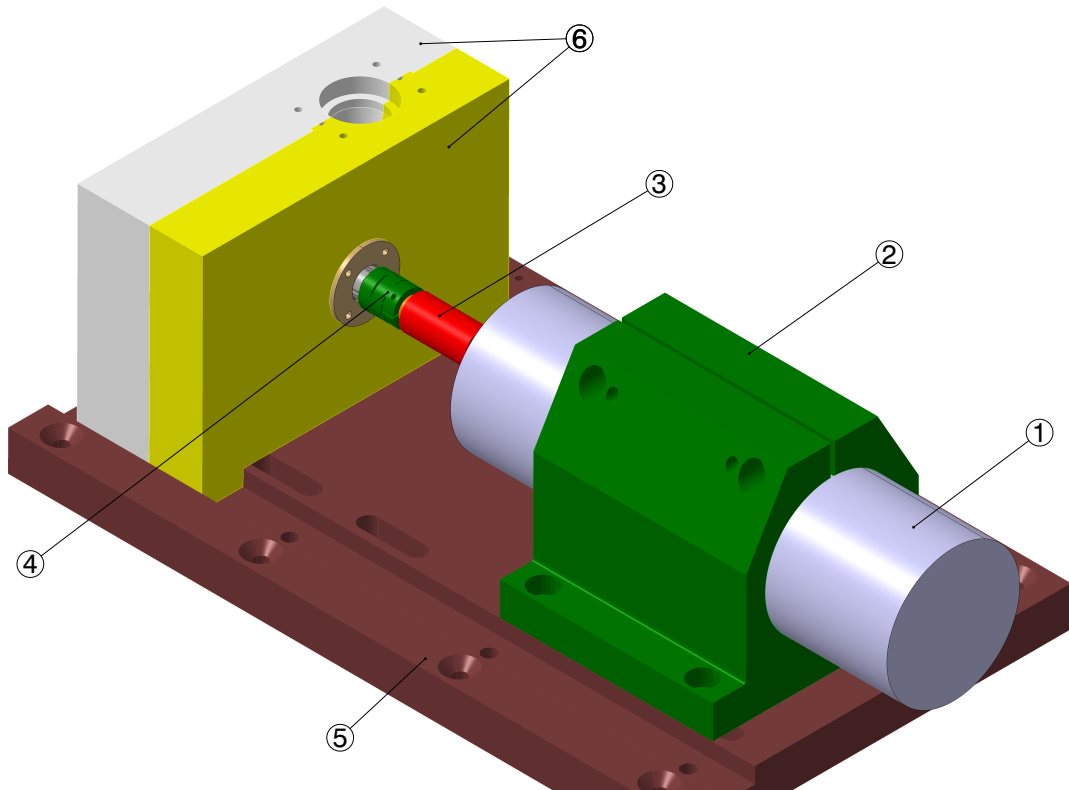


FIGURE 5.1 – Représentation de l’assemblage turbine MF21. En (1) la génératrice, en (2) le support de la génératrice, (3) le porte outil, en (4) l’accouplement, en (5) le support du système, en (6) la volute contenant le rotor, le système d’étanchéité et les roulements.

Du fait de leurs petites tailles, les machines radiales sont soumises à d’importants chargements qui impactent les roulements [219], d’où la nécessité d’un choix approprié de ces derniers. En imposant la vitesse de rotation, l’effort axial et radial sur les roulements, il est possible de calculer la durée de vie des roulements et le temps de lubrification de ces derniers. Ces calculs sont effectués sur le site du fabricant. La durée de vie des roulements dans notre cas est de 173 h et le graissage des roulements doit-être fait chaque 47 h. Ce qui nous paraît raisonnable pour des fonctionnements non industriels. Le tableau 5.4 nous donne les résultats de ce calcul.

L’étanchéité est assurée grâce à une garniture à lèvre (11). Deux garnitures de caractéristiques différentes sont choisies. La première est une garniture standard tandis que la seconde est une garniture optimisée. Les vitesses maximales supportables par les garnitures limitent la vitesse de rotation de la turbine et le choix du diamètre de l’arbre.

Les deux parties de la volute (13 et 15) sont représentées sur la figure 5.3. La partie arrière de la

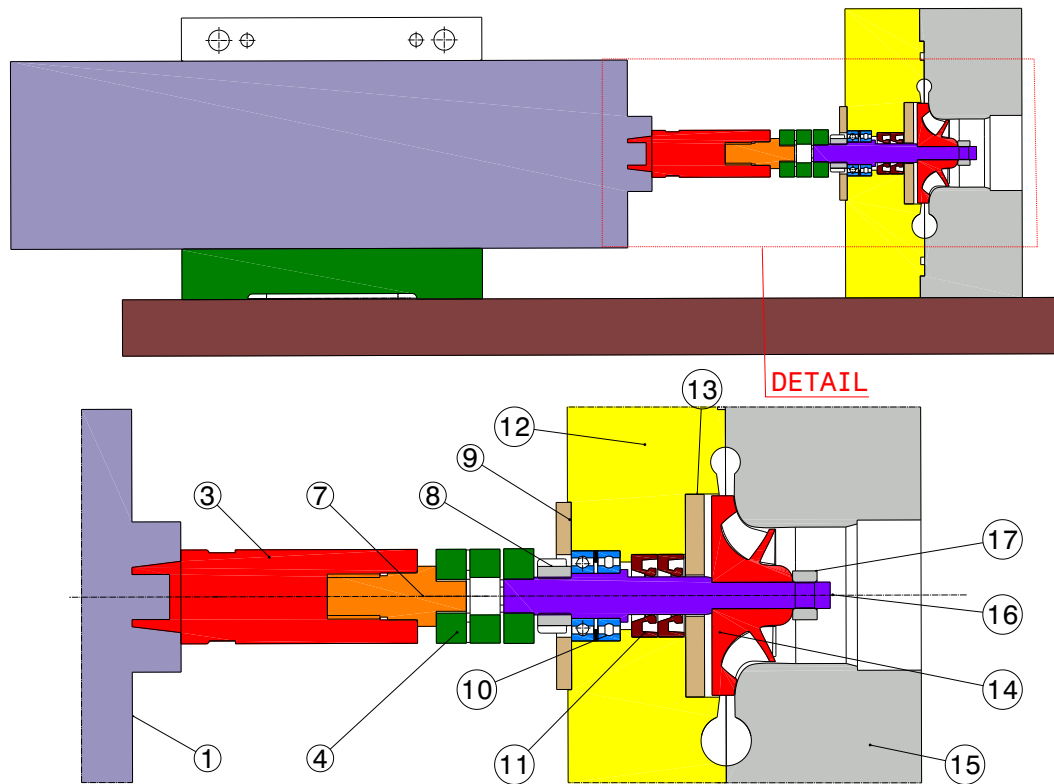


FIGURE 5.2 – Vue de coupe et vue détaillée de l’assemblage de la turbine MF21. En (1) la génératrice, (3) le porte outil, (7) l’arbre arrière, (4) l’accouplement, (8) l’écrou de serrage du roulement, (9) la rondelle de serrage du roulement, (10) les roulements, (11) les garnitures d’étanchéité, (12) la volute arrière, (13) la rondelle de réglage du jeu arrière, (14) le rotor, (15) la volute avant, (16) l’arbre avant et (17) l’écrou de serrage du rotor.

Paramètres	Unités	Valeurs
Effort axial	[kN]	0.3
Effort radial	[kN]	0.050
Température	[°C]	100
Vitesse de rotation	[RPM]	40000
Durée de vie du roulement	[h]	173
Durée de lubrification graisse	[h]	47.4

TABLE 5.4 – Calcul des roulements : durée de vie et graissage.

volute contient les logements pour les garnitures d’étanchéité et les roulements. Elle sert également de support pour la rondelle de serrage des roulements et pour la rondelle de réglage du jeu arrière représentées sur la figure 5.4.

5.1. CONCEPTION MÉCANIQUE DES TURBINES MF21 ET GT15

Paramètres	Unités	Garniture standard	Garniture optimisée
Vitesse maximale	[m/s]	20	30
Diamètre intérieur	[mm]	10	10
Température max	[°C]	200	200
Pression maximale	[bar]	10	3
Tolérance de concentricité	[mm]	0.05	0.05

TABLE 5.5 – Caractéristiques des garnitures d'étanchéité.

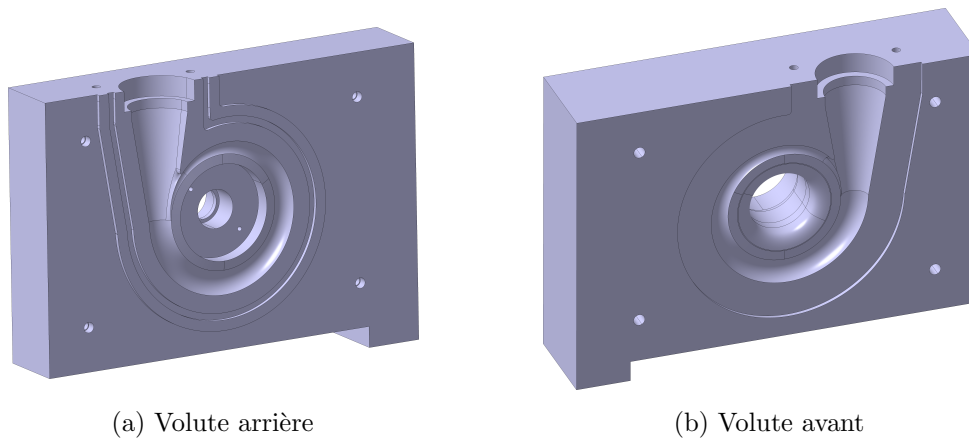


FIGURE 5.3 – Volutes de la turbine usinées dans le bloc

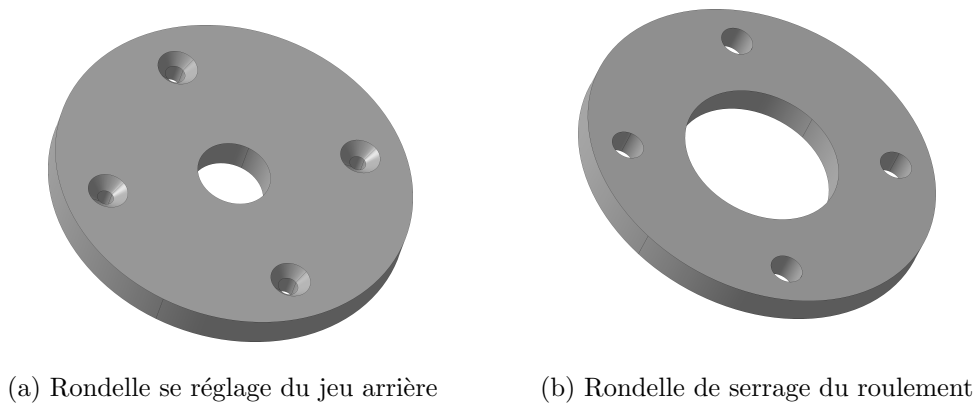


FIGURE 5.4 – Pièces annexes de la conception

5.1.3 Analyse modale et structurelle des composants des turbines

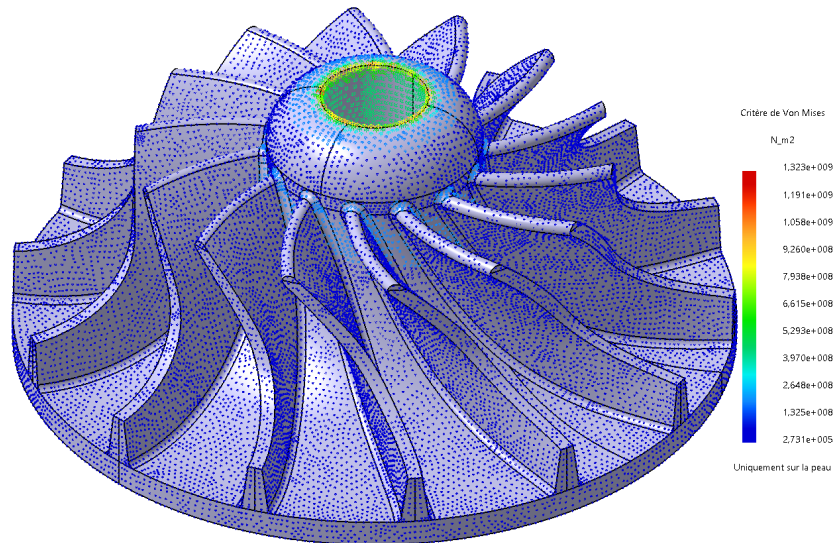
L'analyse mécanique inclut l'analyse structurelle (contrainte et déplacement) et l'analyse vibratoire (détermination des modes propres). Pour rester dans une zone élastique, les contraintes subies par les pièces en mouvement doivent être inférieures à la limite élastique du matériaux. L'analyse structurelle

prend en compte l'effet de la température, de la force centrifuge ainsi que le chargement des aubes. La figure 5.5 nous montre les contraintes et les déplacements du rotor sous l'effet de la force centrifuge, de la pression et de la température. Une force centrifuge équivalente à une rotation de 43 500 RPM est appliquée. Le chargement en température est de 100°C tandis que de part et d'autre des pales des pressions de 5.5 bar et de 2 bars sont appliquées. La contrainte maximale est de 1 323 MPa. Elle se situe au niveau des arrêtes vives le long de l'encastrement avec l'arbre. Les contraintes sont faibles sur les autres parties du rotor (≈ 100 MPa). En sortie de rotor sur les pâles, les contraintes sont de l'ordre de 200 MPa et de l'ordre de 600 MPa au niveau de l'encastrement avec l'arbre. Les limites élastiques des matériaux proposés par l'usineur sont de 297 MPa pour l'aluminium AlSi10Mg, 270 MPa pour l'acier X2CrNiMo17-12-2 et de 1000 MPa pour l'acier X5CrNiCuNb16-4. Bien que le poids du rotor en acier diminuera la fréquence propre de l'arbre, nous faisons le choix du dernier acier. Le déplacement maximal du rotor est de 0.0319 mm. Ce qui reste largement inférieur au jeu minimum de 0.2 mm. Les déplacements les plus extrêmes étant situés dans le sens radial en entrée du rotor et que l'inter-espace stator-rotor est de 0.5 mm, la déformation aussi maximale soit-elle ne pourrait poser problème sous réserve que l'alignement soit bien fait et que les roulements tiennent. Ces deux dernières vérifications sont assurées par le calcul des roulements et l'utilisation d'un accouplement.

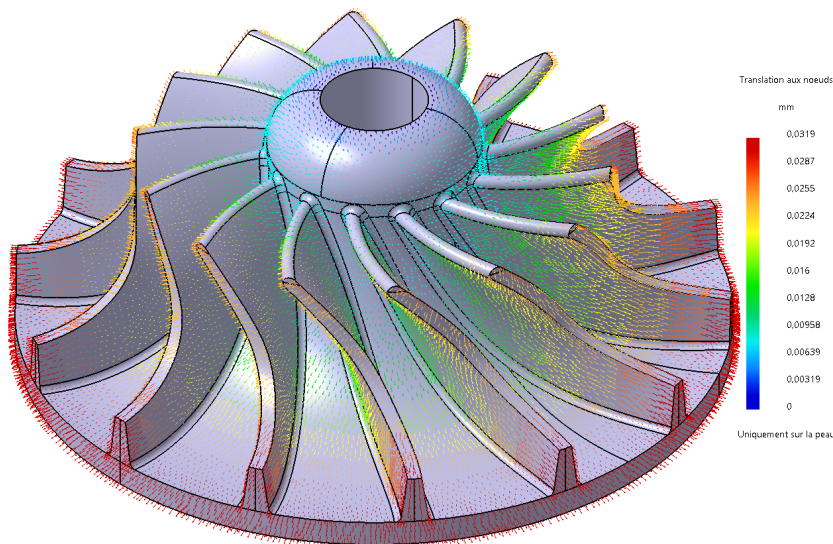
Une étude similaire est faite sur les deux arbres : avant et arrière. En plus du chargement thermique et de la force centrifuge, une force équivalente au poids du rotor est ajoutée sur l'arbre avant. Les conditions limites d'encastrements sont appliquées aux surfaces en contact avec le roulement et l'accouplement. La figure 5.6 nous montre les contraintes et les déplacements de l'arbre avant sous l'effet de la force centrifuge, de la température et du poids du rotor. Encore une fois, les arrêtes vives sont le lieu de concentration des contraintes. Les contraintes moyennes de 600 MPa nous font choisir le même acier pour l'arbre avant que pour le rotor. Les déplacements maxima en bout d'arbre sont de 0.058 mm. Ces déplacements principalement dans le sens axial ne sont pas forcément cumulables aux déplacements radiaux du rotor.

Quant au déplacement et aux contraintes sur l'arbre arrière, la figure 5.7 nous en donne illustration. Les contraintes restent extrêmement faibles (10 MPa), pareillement que pour le déplacement (25 μm)

Sur l'arbre avant de la turbine GT15, un travail similaire à l'arbre avant de la turbine MF21 est fait. La figure 5.8 nous montre les contraintes et les déplacements de l'arbre avant de la GT15 sous l'effet de la force centrifuge de la température et du poids. Les contraintes (600 MPa) conduisent au



(a) Répartition des contraintes



(b) Répartition des déplacements

FIGURE 5.5 – Contraintes et déplacements du rotor de la turbine MF21 en acier sous l'effet de la force centrifuge, de la pression et de la température.

choix du même acier. Les déplacements sont faibles (0.0646 mm).

L'analyse vibratoire consiste en la détermination des modes propres des arbres avant et arrière des turbines GT15 et MF21. Les conditions limites relatives aux encastremets sont appliquées sur les deux arbres avant et arrière. Sur les arbres avant sont ajoutés les masses correspondant aux poids des turbines MF21 et GT15. Le tableau 5.6 nous montre les cinq premiers modes propres de l'arbre

5.1. CONCEPTION MÉCANIQUE DES TURBINES MF21 ET GT15

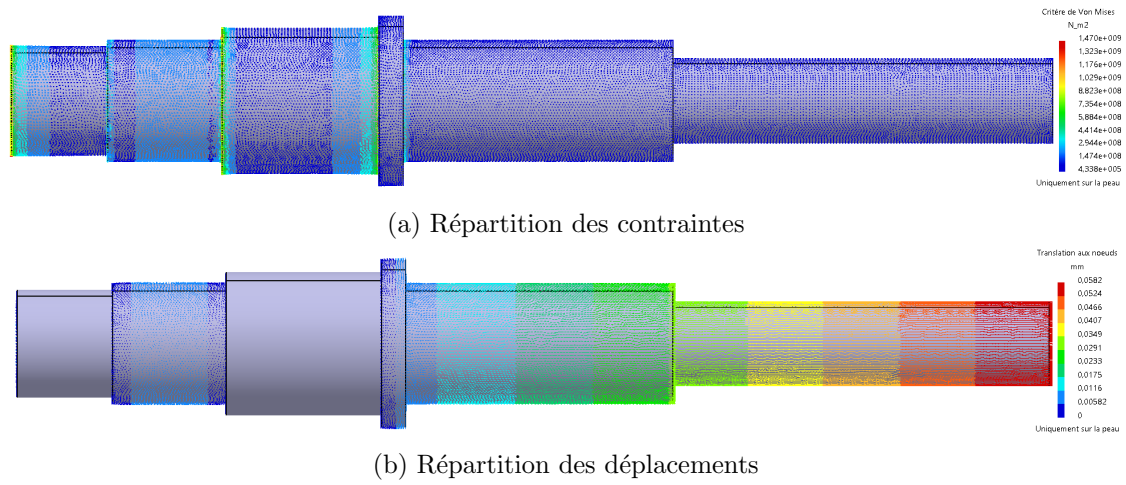


FIGURE 5.6 – Contraintes et déplacements de l'arbre avant de la turbine MF21 sous l'effet de la force centrifuge, de la masse et de la température.

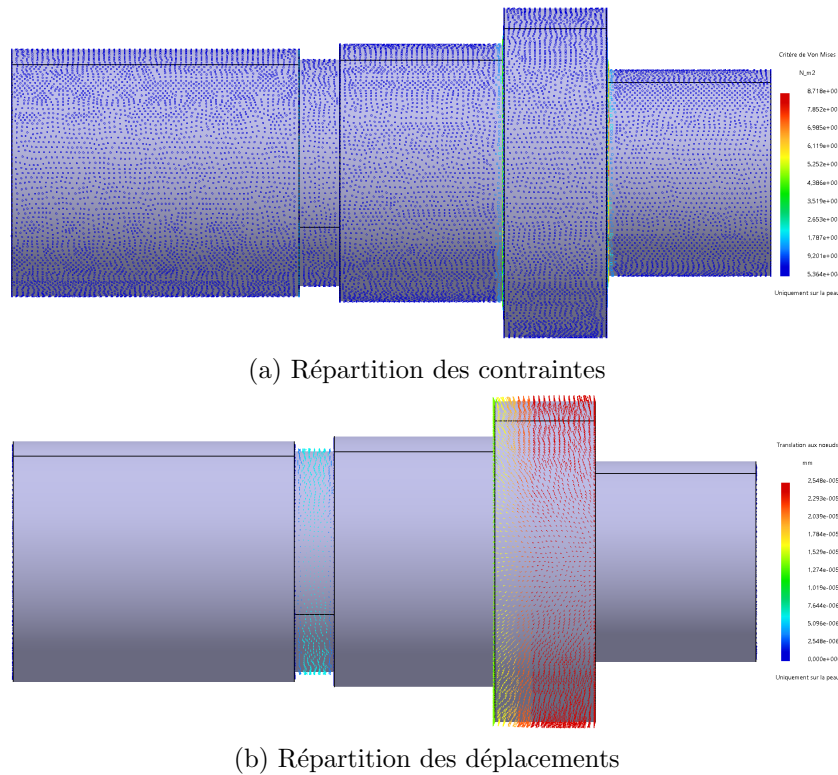


FIGURE 5.7 – Contraintes et déplacements de l'arbre arrière sous l'effet de la force centrifuge, de la masse et de la température.

avant de la turbine MF21 ainsi que les contraintes et déplacements associés à ces modes. Les deux premiers modes très proches sont à 783 Hz correspondent à une vitesse de 47 002 RPM environ. Cette

5.1. CONCEPTION MÉCANIQUE DES TURBINES MF21 ET GT15

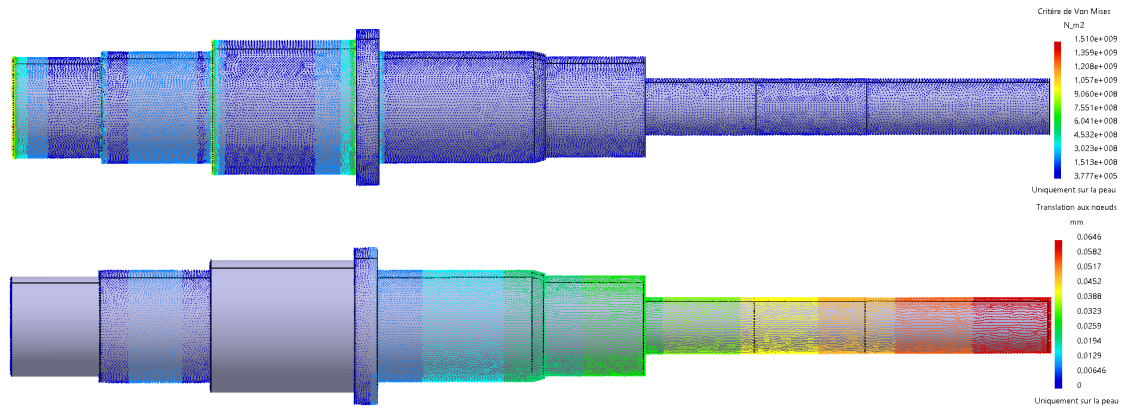


FIGURE 5.8 – Contraintes et déplacements de l’arbre de la turbine GT15 sous l’effet de la force centrifuge, de la masse et de la température.

vitesse de rotation est à éviter. Vu que ces vitesses sont supérieures aux plages de fonctionnement de la turbine, cela ne devrait pas être inquiétant.

Modes	Fréquence (Hz)	Vitesse (RPM)	Déplacement (m)	Contrainte (MPa)
1	783.38	47 002.6	4.78	7.51e6
2	783.42	47 005.2	4.78	8.2e6
3	3669.44	220 166.3	4.78	3.1e7
4	3669.58	220 174.7	4.78	2.97e7
5	4281.20	256 871.9	3.82	4.2e7

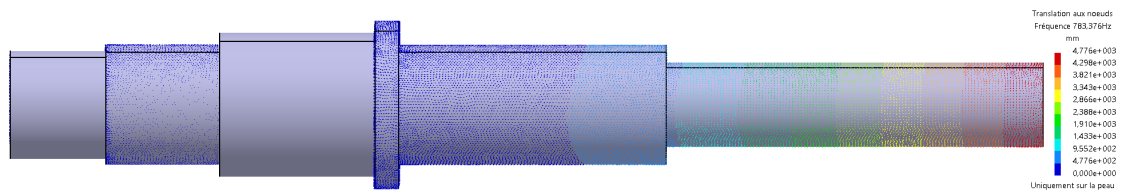
TABLE 5.6 – Les cinq premiers modes propres de l’arbre avant de la turbine MF21

Les déplacements et les contraintes liées aux modes propres sont toujours extrêmes. La figure 5.9 nous donne les déplacements et les contraintes liées au premier mode de l’arbre avant de la turbine MF21.

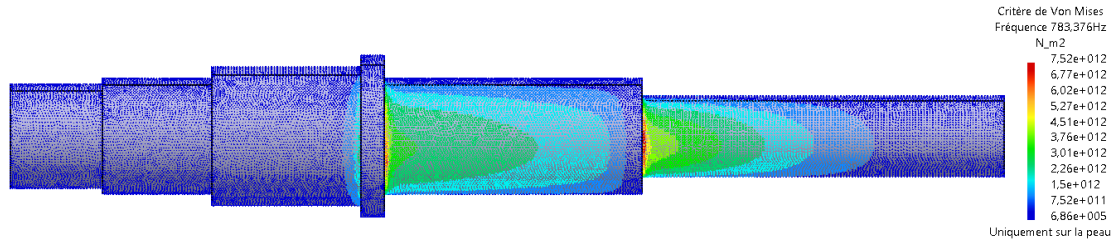
L’étude des modes propres est aussi faite sur l’arbre avant de la turbine GT15 ainsi que sur l’arbre arrière. La table 5.7 nous donne les résultats. Les fréquences sont plus élevées pour deux principales raisons. L’arbre arrière est court, et de diamètre plus important, il n’est soumis à aucun chargement massique d’où la grande fréquence du premier mode (143 710 Hz). L’arbre avant de la turbine GT15 bien qu’ayant un diamètre plus petit que celui de la MF21 et soumis à un chargement massique plus faible. En effet la turbine GT15 est en aluminium et a un poids de 24 g tandis que la turbine MF21 en acier a un poids de 110 g, d’où la fréquence plus élevée (932.01 Hz) du premier mode.

La figure 5.10 nous montre le groupe turbo-générateur de la turbine MF21.

5.1. CONCEPTION MÉCANIQUE DES TURBINES MF21 ET GT15



(a) Déplacements à 783 Hz



(b) Contraintes à 783 Hz

FIGURE 5.9 – Déplacements et contraintes liés au premier mode de l'arbre avant de la turbine MF21.

Arbre arrière			Arbre Garrett GT15	
Modes	Fréquence (Hz)	Vitesse (RPM)	Fréquence (Hz)	Vitesse (RPM)
1	143 710	8 622 600	932.0	55 920
2	165 752	9 945 120	932.1	55 923
3	165 790	9 947 400	4246.8	254 809
4	185 066	11 103 960	4246.9	254 817
5	199 538	11 972 280	6733.5	404 009

TABLE 5.7 – Les cinq premiers modes propres de l'arbre arrière et de l'arbre avant de la turbine GT15.

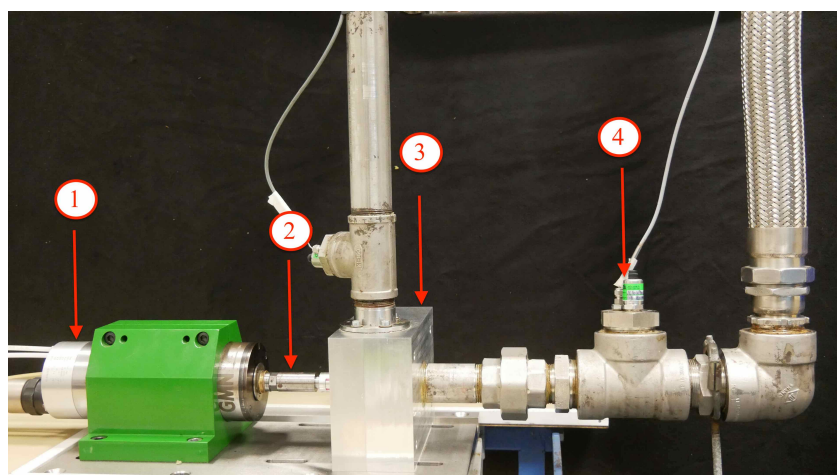


FIGURE 5.10 – Détail du bloc turbo-générateur de la turbine MF21. En (1) la broche électrique, en (2) le porte outil et l'accouplement, en (3) le bloc turbine composé de la volute, du rotor et des garnitures ainsi que roulements, en (4) les capteurs pression-température en sortie de la turbine.

5.2 Instrumentation et acquisition du banc

L'instrumentation du banc permet la mesure des grandeurs physiques caractéristiques de l'installation ORC. La figure 5.11 nous donne le schéma du banc accompagné des divers capteurs. Y sont également représentés les diverses vannes de contrôle ainsi que le sens de circulation des trois fluides. Nous disposons de sondes RTD Pt100 4 fils pour la température. Pour une acquisition 4-20 mA avec une plage de température 0°C-200°C. Des conditionneurs avec sortie analogique sont utilisés. Pour la pression nous avons des capteurs de pression 0-6 bar en 4-20 mA excepté un seul mesurant dans la plage est 0-10 barg pour une acquisition 0-5V. Le débitmètre a une acquisition courant 4-20 mA, pareillement que la vitesse de la pompe. Le tachymètre pour la vitesse de rotation de la turbine a une acquisition 0-10V. Le tableau 5.8 nous donne les caractéristiques des divers capteurs utilisés pour l'acquisition.

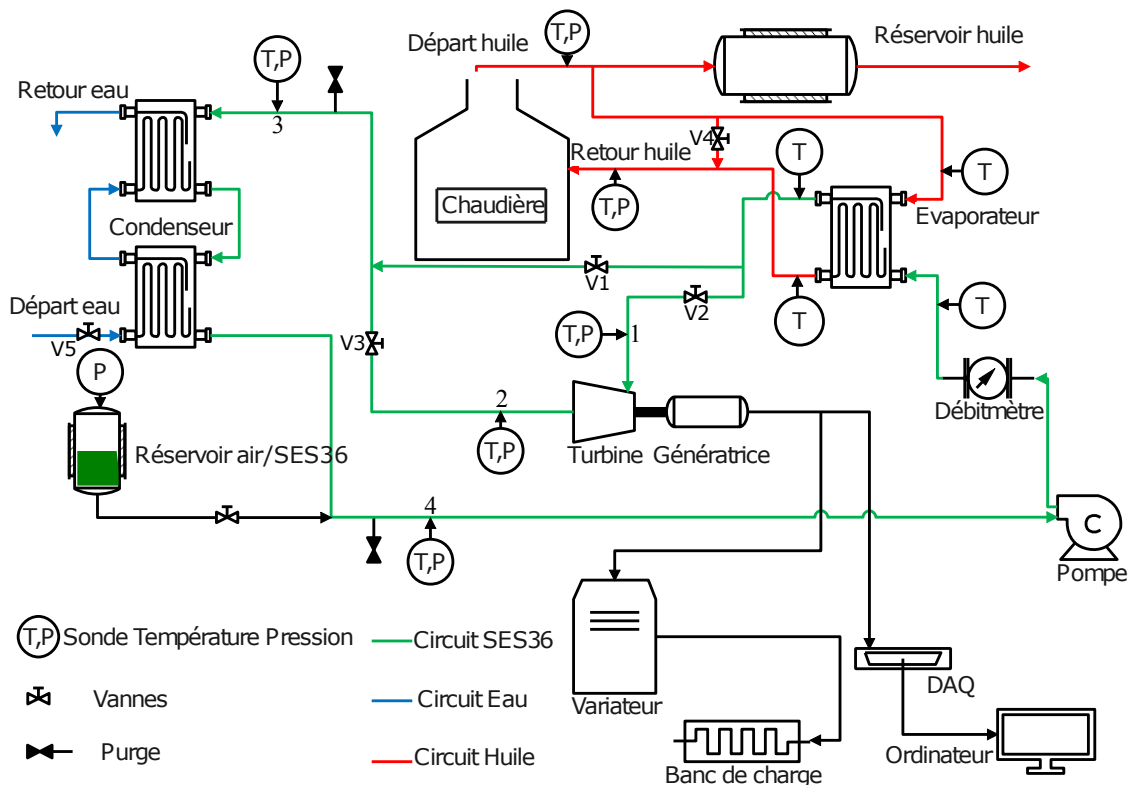


FIGURE 5.11 – Schéma du banc ORC montrant les capteurs, les composants ainsi que le sens de circulation des fluides

Une fois l'instrumentation faite, une procédure d'acquisition et de traitement s'engage afin de

5.2. INSTRUMENTATION ET ACQUISITION DU BANC

Capteur	Plage de mesure	Acquisition
Pt100	0-200°C	4-20 mA
Pression absolue	0-6 bar	4-20 mA
Pression relative	0-10 barg	0-5V
Débit réfrigérant	0-1.805 kg/s	4-20 mA
Vitesse turbine	0-60000 RPM	0-10V
Vitesse pompe	0-1500 RPM	4-20 mA
Tension banc de charge	0-600 V	4-20 mA

TABLE 5.8 – Caractéristiques de divers capteurs utilisés pour l’acquisition

convertir le courant et la tension en grandeurs physiques. Cette procédure est illustrée sur la figure 5.12. Elle commence par le choix d’une fréquence d’acquisition ainsi que du nombre d’échantillons en fonction des fluctuations que l’on désire mesurer. Une étape de lissage afin d’éliminer le bruit et de ”moyennage” s’ensuit. L’effet du lissage-moyennage est illustré sur la figure 5.13.

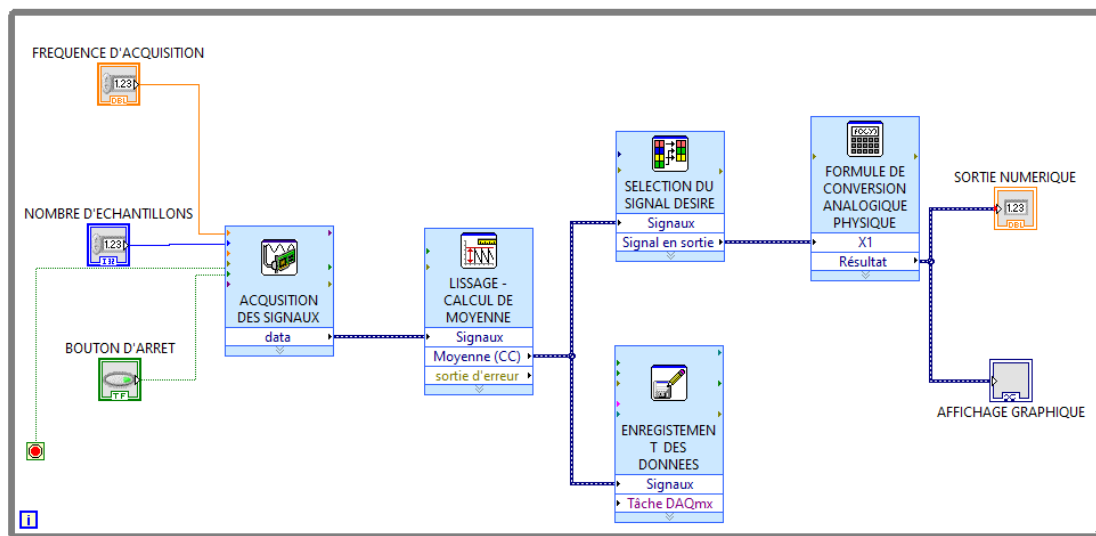


FIGURE 5.12 – Procédure du traitement des données d’acquisition

Un affichage des données physiques à l’écran permet de conduire les essais (voir annexe C). L’enregistrement de fichiers avec les données brutes est préférée. La conversion finale se fait au moment de l’exploitation des résultats. La sélection des signaux désirés permet une conversion via des formules en grandeurs physiques. La conversion des signaux en grandeurs physiques se fait via les équations 5.1 et 5.2 pour les signaux en courant et tension respectivement. Dans ces équations, ϕ représente la grandeur physique qui peut être une température, une pression, une vitesse ou un débit. ϕ_{min} correspond à la valeur minimale mesurable et ϕ_{max} à la valeur maximale mesurable par le capteur. i_{min} correspond au

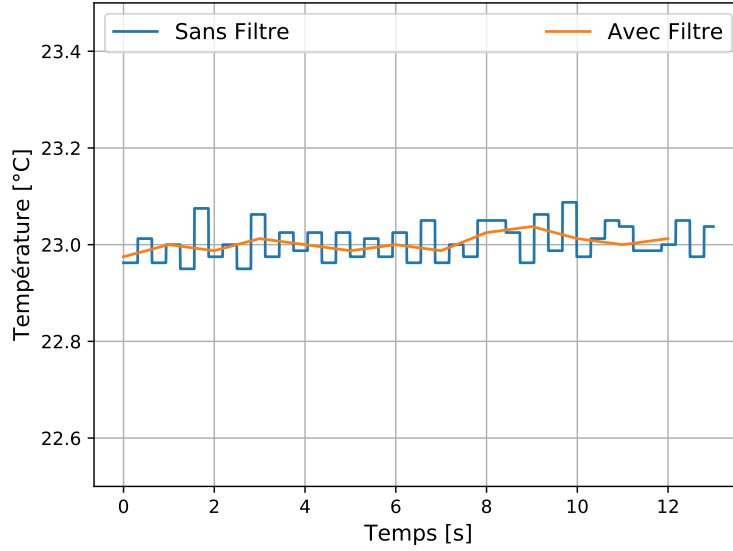


FIGURE 5.13 – Effet du lissage et du calcul de moyenne dans la réduction du bruit

courant minimum et i_{max} au courant maximal de l'acquisition. Pareillement pour u_{min} et u_{max} quand il s'agit de la tension.

$$\phi = (i - i_{min}) \frac{\phi_{max} - \phi_{min}}{i_{max} - i_{min}} + \phi_{min} \quad (5.1)$$

Avec $i_{min} = 0.004A$, $i_{max} = 0.02A$

$$\phi = (u - u_{min}) \frac{\phi_{max} - \phi_{min}}{u_{max} - u_{min}} + \phi_{min} \quad (5.2)$$

Avec $u_{min} = 0V$, $u_{max} = 5V$ ou $u_{max} = 10V$

Grâce à *CoolProp*, il est ainsi possible de calculer les grandeurs désirées comme l'enthalpie ou l'entropie.

$$(s, H) = HEOS(P, T) \quad (5.3)$$

La puissance électrique quant à elle est calculée en connaissant la résistance du banc de charge ainsi que la tension à ses bornes.

$$\mathcal{P}_{elec} = \frac{U^2}{R} \quad (5.4)$$

Avec $R=26 \Omega$

5.3 Mise en marche, arrêt et contrôle du cycle

La figure 5.14 nous montre la photo du banc. Nous apercevons les divers composants et circuits de la boucle. Sont également visibles les diverses vanes permettant le contrôle du cycle.

5.3.1 Démarrage, contrôle et arrêt du cycle

Pour cette sous-section, il faudrait se référer à la figure 5.11 pour la nomenclature des vanes. La mise en marche du banc commence par l'ouverture des vanes d'arrivée et de retour du carburant de la chaudière. Une fois la pompe à carburant mis en marche, on fait circuler l'huile grâce à la pompe à la pompe à huile. Il est alors possible de démarrer la chaudière, après avoir donné une consigne pour la température de l'huile. La vanne V1 est ouverte, les vanes V2 et V3 fermées. Cette configuration permet un préchauffage du système en mode by-pass. La pompe à réfrigérant est mise en marche et l'on ouvre la vanne V5 pour faire circuler l'eau dans le condenseur. Une fois les températures en sortie d'évaporateur élevée, l'on ouvre successivement les vanes V3 et V2. On ferme ensuite légèrement la vanne V1 afin de préchauffer la turbine et d'évaporer tous les condensats. La vanne V1 est progressivement fermée. Au même moment, une consigne appliquée au système de freinage via le variateur permet de réguler la vitesse de rotation de la turbine. L'augmentation de la vitesse est faite de façon progressive. Le réglage du système de freinage est présenté en annexe C.

Le degré d'ouverture de la vanne V5 permet de contrôler le débit d'eau, la température de condensation (sous-refroidissement) et la pression globale du cycle. Il est aussi possible de mettre le circuit sous pression grâce à l'accumulation de fluide et à l'air comprimé en ouvrant la vanne dédiée. Le contrôle de la vanne V4 permet d'augmenter la température d'évaporation une fois la chaudière stable en jouant sur le débit d'huile. Évidemment le premier élément de contrôle d'évaporation reste la consigne de température de la chaudière. La vitesse de rotation de la pompe permet d'augmenter ou de diminuer le débit du fluide de travail dans le circuit. Pour chaque vitesse de rotation fixée de la turbine, on varie la vitesse de la pompe changeant ainsi le débit afin d'avoir une courbe complète.

L'arrêt du système commence d'abord par l'arrêt du brûleur, l'ouverture complète de la vanne V1 et la diminution progressive de la consigne de la vitesse de la turbine. Les vanes V2 et V3 sont ensuite fermées afin de minimiser la quantité de condensat dans la turbine. La chaudière est arrêtée et on s'assure d'une température de l'huile en dessous des 80°C. Il est alors possible d'arrêter la pompe

5.3. MISE EN MARCHE, ARRÊT ET CONTRÔLE DU CYCLE

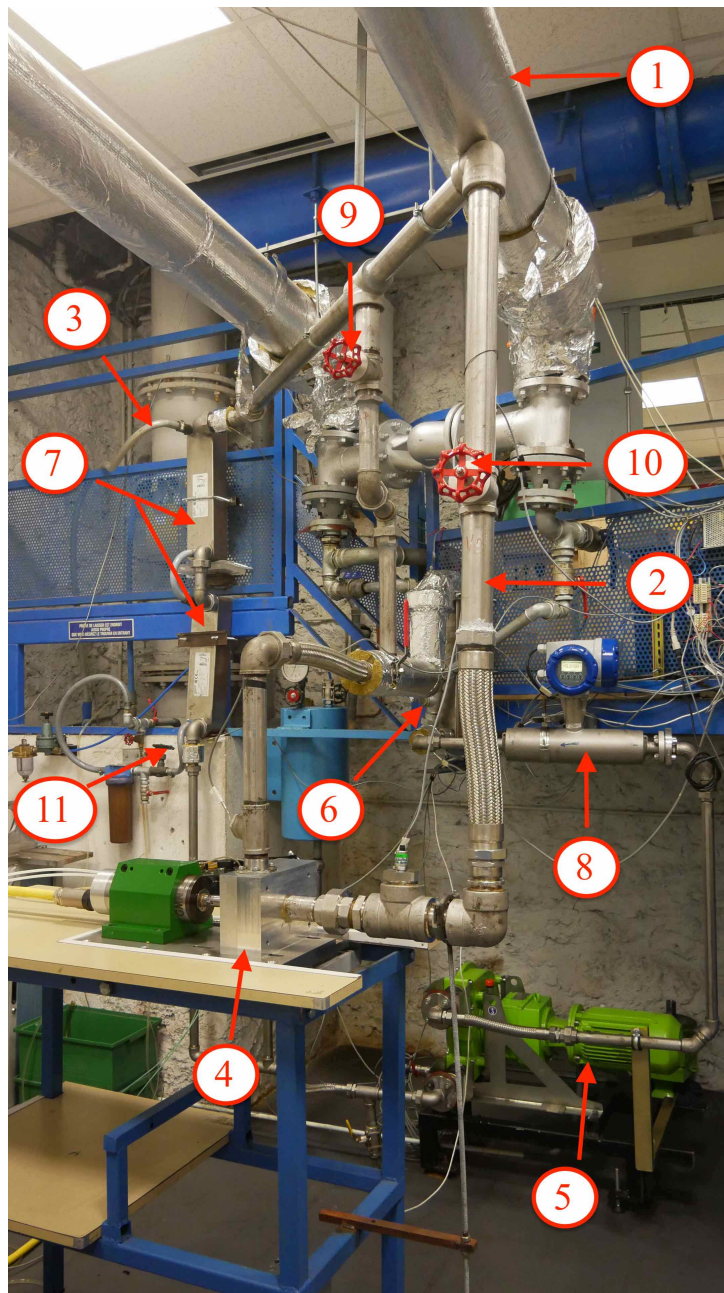


FIGURE 5.14 – Photo générale du banc ORC avec les différents composants. En (1) le circuit d'huile, en (2) le circuit réfrigérant, en (3) le circuit d'eau, en (4) le bloc turbo-générateur, en (5) la pompe, en (6) l'évaporateur, en (7) le condenseur, en (8) le débitmètre, en (9) la vanne by-pass, en (10) la vanne en sortie turbine et en (11) la vanne d'eau.

à huile, stopper l'arrivée d'eau et bien évidemment arrêter la pompe à réfrigérant. On s'assure de la fermeture des vannes à carburant de la chaudière.

5.3. MISE EN MARCHE, ARRÊT ET CONTRÔLE DU CYCLE

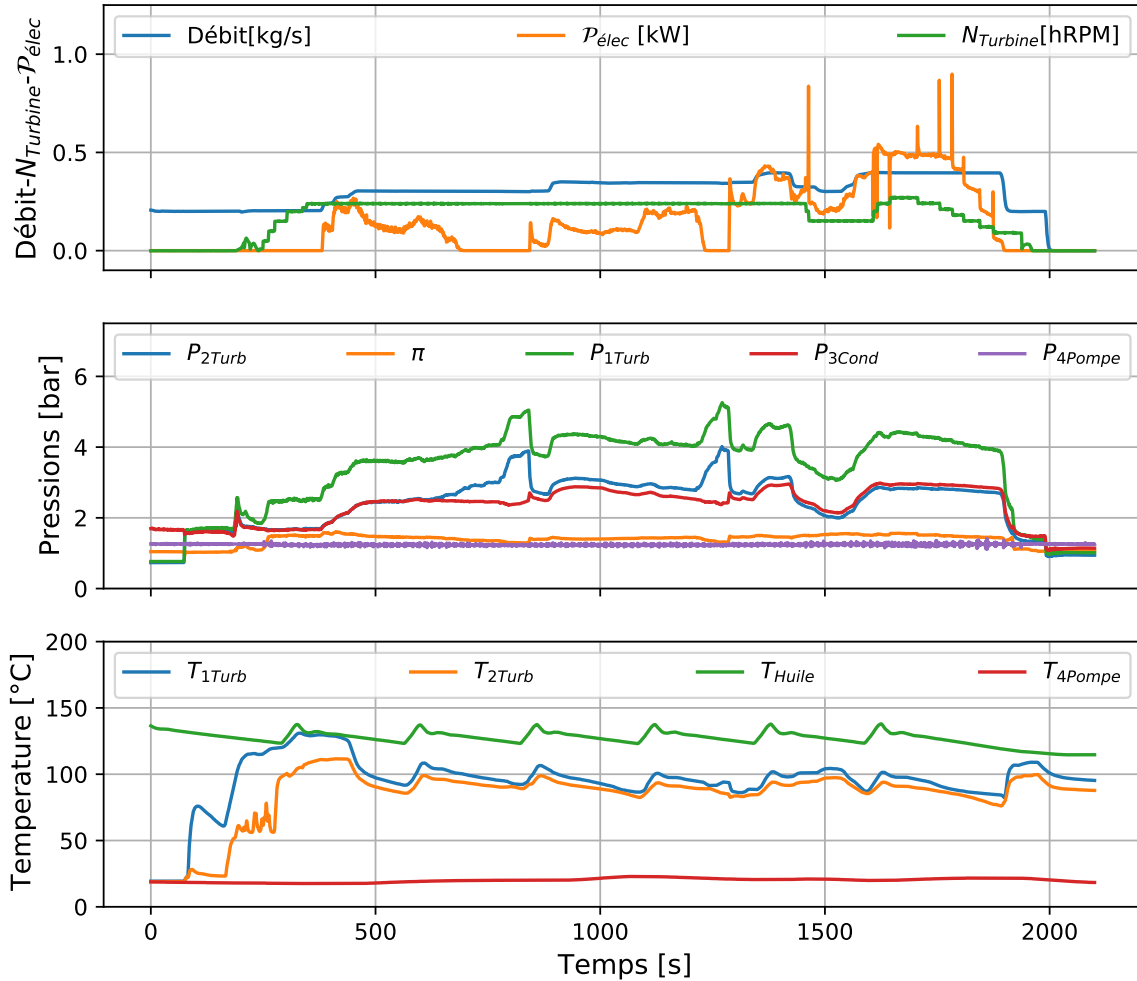


FIGURE 5.15 – Évolution des grandeurs physiques lors du démarrage et de l’arrêt du cycle fonctionnant au SES36 avec la turbine MF21.

La figure 5.15 nous donne le comporte du cycle au démarrage et à l’arrêt avec un bref temps de fonctionnement intermédiaire. Le début de l’acquisition au temps 0 s correspond à un état où la pompe à réfrigérant est déjà en marche. Le débit est de 0.2 kg/s. La turbine est à l’arrêt et les vannes V1, V2 et V3 sont complètement ouvertes. La quasi-totalité du fluide passe dans le conduit de la vanne V1. L’huile de la chaudière est à 135°C. A partir du temps 70 s, la fermeture progressive de la vanne V1 entraîne une élévation des pressions et des températures de part et d’autre de la turbine. On passe de

18 °C à 100 °C à l'entrée de la turbine tandis que la pression passe de 0.7 bar à 2.5 bar. Une fois la rotation libre de turbine enclenchée, la vanne V1 est légèrement ouverte, une vitesse est imposée à la turbine et la vanne est complètement fermée. Cette phase correspondant aux temps allant de 192 s à 250 s. En augmentant le débit, l'on peut augmenter la vitesse consigne de rotation.

L'arrêt du cycle commence au temps 1 890 s. Le débit est progressivement réduit de même que la vitesse consigne. L'ouverture complète de la vanne V1 et la diminution du débit se traduisent par une chute de pression dans la turbine. Cependant, l'inertie thermique des composants fait que les températures restent encore élevées.

5.3.2 Correction de la vitesse et du débit

Comme nous pouvons le remarquer sur la figure 5.15, les grandeurs physiques (pression et température surtout) varient beaucoup à l'entrée de la turbine. Le débit corrigé et la vitesse corrigée permettent de prendre en compte le changement des conditions de fonctionnement à l'entrée d'une machine. En effet, contrôler avec une extrême précision la température et la pression du fluide en entrée de la turbine s'avère compliqué. Comme nous le verrons plus tard, nous subissons la dynamique du cycle plus que nous la contrôlons. Ramener ainsi le débit et la vitesse de rotation aux conditions de design et des simulations permet de faire une comparaison dans des conditions similaires de fonctionnement.

Connaissant la section A en entrée de la turbine, la vitesse C_0 ainsi que la densité ρ_0 , il est possible de calculer le débit \dot{m}_0 correspondant à la condition (0). En y injectant l'équation d'état des gaz parfait et la définition de la vitesse du son, nous avons :

$$\dot{m}_0 = \rho_0 A C_0 = \frac{P_0}{r T_0} A M \sqrt{\gamma r T_0} \quad (5.5)$$

Dans des conditions d'entrée différentes que l'on note avec l'indice (d), le débit est aussi calculable en fonction de la vitesse du son : $\dot{m}_d = \frac{P_d}{r T_d} A M \sqrt{\gamma r T_d}$

On peut introduire des termes réduits. Il s'agit de la pression réduite δ et la température réduite θ .

$$\delta = \frac{P_d}{P_0} \quad ; \quad \theta = \frac{T_d}{T_0}$$

Il est alors possible d'écrire le débit corrigé \dot{m}_d correspondant à la condition (d) comme suit :

$$\dot{m}_d = \frac{\delta P_0}{r\theta T_0} A(M\sqrt{\gamma r\theta T_0}) = \frac{P_0}{rT_0} A(M\sqrt{\gamma r T_0}) \left(\frac{\delta\sqrt{\theta}}{\theta}\right) = \dot{m}_0 \left(\frac{\delta\sqrt{\theta}}{\theta}\right)$$

Pareillement que le débit, la vitesse de rotation correspondant à la condition (0) est calculée en connaissant la température T_0 en entrée de la turbine.

$$U_0 = r\omega = M\sqrt{\gamma r T_0} \quad ; \quad N_0 = \frac{60}{\pi d} M\sqrt{\gamma r T_0}$$

La vitesse corrigée correspondant à la condition différente (d) s'écrit comme suit :

$$N_d = \frac{60}{\pi D} M\sqrt{\gamma r T_d} = \frac{60}{\pi D} M\sqrt{\gamma r T_0 \theta} = N_0 \frac{1}{\sqrt{\theta}}$$

Pour les gaz réels, les corrections sont faites en prenant en compte la vitesse du son via *CoolProp* *HEOS*. Ainsi pour une correction des conditions de fonctionnement (d) différentes des conditions de fonctionnement initiales (0), nous avons :

$$\dot{m}_d = \dot{m}_0 \left(\frac{\rho_0 a_0}{\rho_1 a_1}\right) \tag{5.6}$$

$$N_d = N_0 \left(\frac{a_0}{a_1}\right) \tag{5.7}$$

5.4 Etude de la dynamique du cycle

La figure 5.16 nous permet de visualiser la dynamique du cycle. En effet la dynamique du cycle est définie par divers paramètres que sont le débit d'huile, la température de la chaudière, le débit de l'eau ainsi que sa température, la quantité de réfrigérant ainsi que son débit, la vitesse de rotation de la turbine, le degré d'ouverture des vannes et les pertes de charges dans les échangeurs.

L'augmentation du débit du fluide entraîne une augmentation de la pression dans le circuit. Ainsi passe-t-on d'une pression de 2.93 bar à $t=1\ 500$ s correspondant à un débit de 0.28 kg/s à une pression de 5.2 bar au temps 4 175 s pour un débit de 0.39 kg/s à l'entrée de la turbine.

La fermeture de la vanne V3 permet de diminuer le taux de détente de la turbine et entraîne également une augmentation de la pression dans le circuit (contre pression en sortie pompe). En

5.4. ETUDE DE LA DYNAMIQUE DU CYCLE

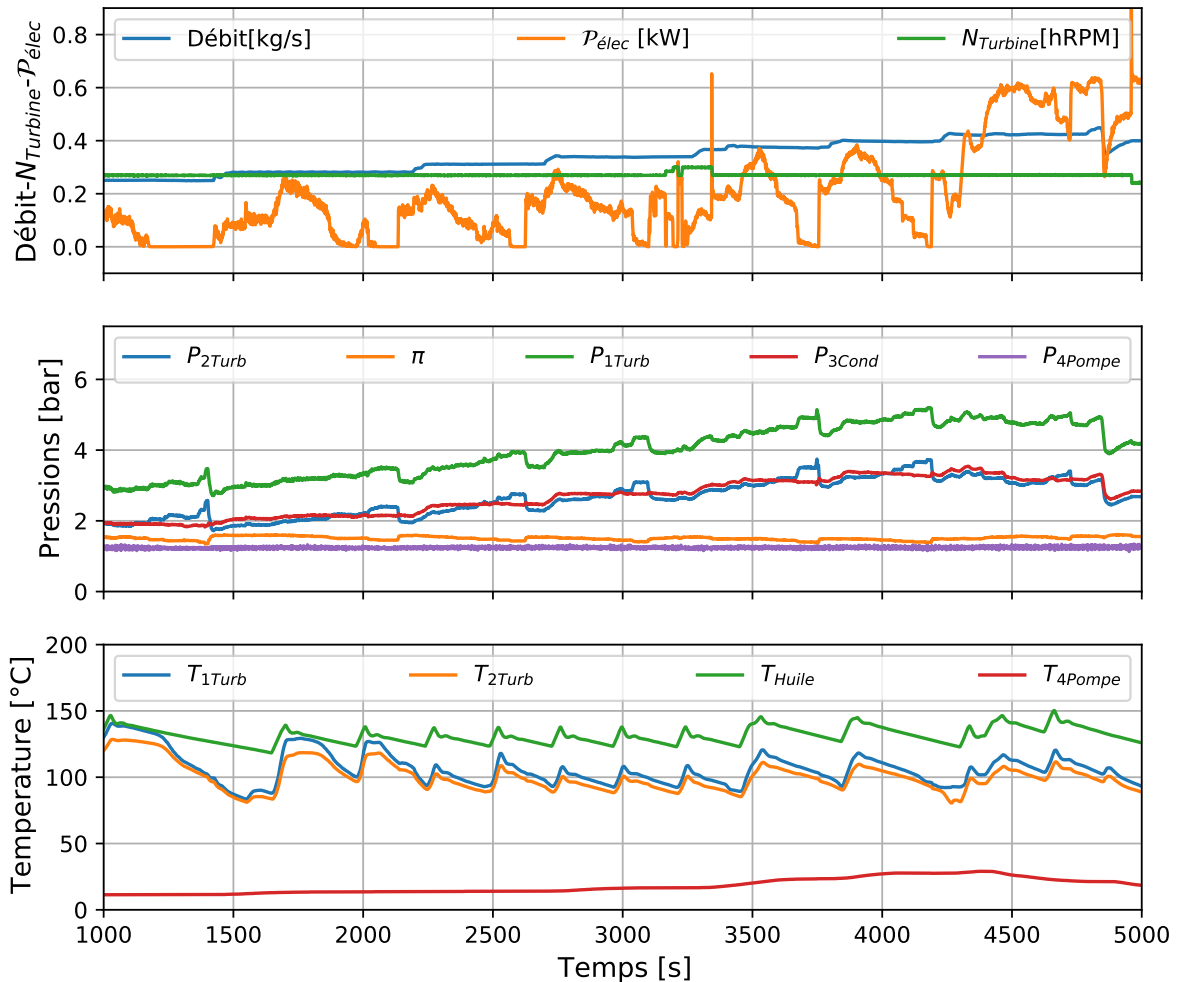


FIGURE 5.16 – Évolutions des paramètres décrivant la dynamique du cycle fonctionnant au SES36 avec la turbine MF21.

passant de 1.6 à 1.4 de taux de détente, la pression en entrée de turbine passe de 2.7 bar à 3.5 bar, entre les temps 1 430 s et 2 130 s.

L'augmentation du débit au temps 3 400 s, entraîne une augmentation de la température du fluide réfrigérant à la sortie du condenseur. En effet, on passe de 16 °C à 28°C au temps 4 400 s. La réduction de cette température se fait par l'augmentation du débit d'eau par ouverture de la vanne V5. Cependant, le refroidissement n'entraîne pas forcément de changement du taux de détente, comme

nous le montre le taux de détente quasi-constant entre les temps 4 200 s et 4 700 s. Contrairement à l'intuition de départ, le changement du débit d'eau entraîne juste une translation du cycle vers le haut ou vers le bas. Il en est de même pour la quantité de fluide dans le circuit. Ces deux grandeurs ont plutôt un impact sur la pression maximale de la "cocote minute" qu'est le circuit. Le taux de détente initial est alors subi.

Des consignes plus élevées en terme de température d'huile entraînent des temps d'utilisation plus long. On remarque que les rampes des chutes de températures sont plus longues entre les temps 3 500 s et 4 300 s. La fermeture de la vanne V4 entraîne une augmentation du débit d'huile dans l'évaporateur. Ceci aura pour effet de réduire la rampe et d'augmenter la pression dans le circuit.

Le freinage de la turbine permet d'avoir une puissance électrique dissipée par le banc de charge. La puissance maximale dissipée dépend du débit, de la vitesse de rotation et du taux de détente. La puissance électrique, pour un même débit diminue avec le taux de détente. On passe par exemple d'une puissance de 200 W à 50 W entre 2 260 s et 2 550 s pour un taux de détente allant de 1.60 à 1.45. Le changement de vitesse de rotation correspond à des pics dans le freinage comme on peut le remarquer aux temps 3 343 s et 4 960 s.

5.5 Essais expérimentaux de la turbine MF21

Cette section traite des essais expérimentaux menés afin de déterminer les performances de la turbine MF21. Tous les essais ont été fait avec une seul fluide : le SES36. Une isolation thermique a été effectuée entre la sortie de l'évaporateur et la sortie de la turbine.

La courbe 5.17 nous donne le débit corrigé de la turbine MF21 à divers vitesses de rotation et dans diverses conditions de fonctionnement. Ces vitesses respectives à 24 000 RPM et 27 000 RPM correspondent à des vitesses corrigées plus faibles. En effet après correction les vitesses de rotations sont de l'ordre de 25 500 RPM pour une vitesse réelle de 27 000 RPM. Tandis qu'elle est de l'ordre de 22 500 RPM pour une vitesse réelle de 24 000 RPM.

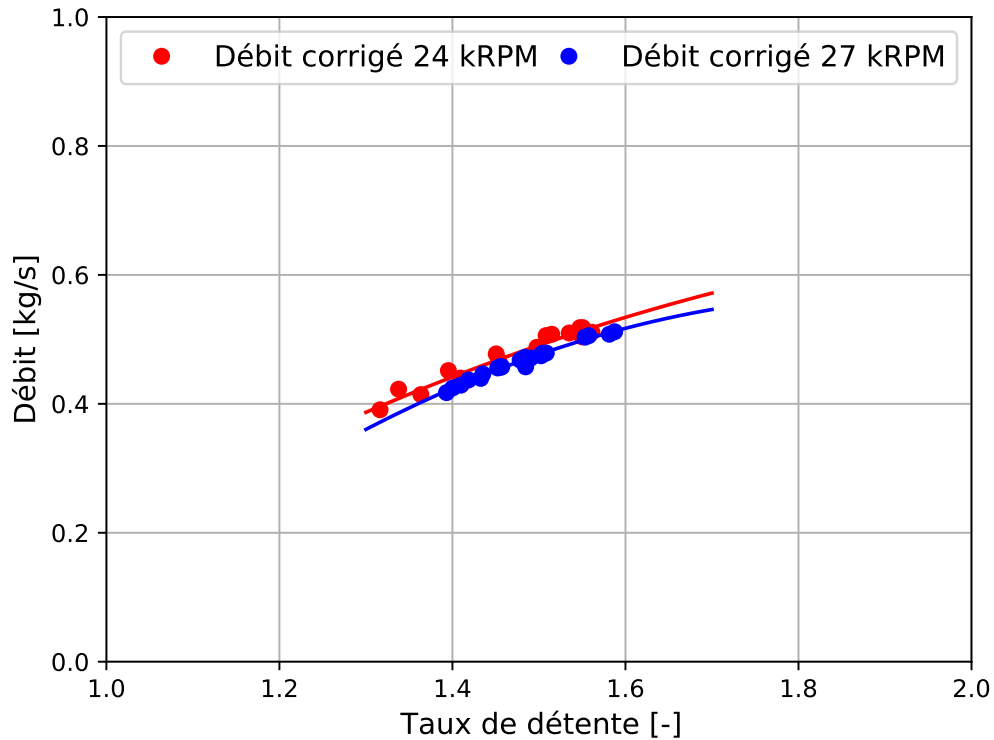


FIGURE 5.17 – Courbe de débits corrigés de la turbine MF21 à 24 000 RPM et 27 000 RPM

Les données expérimentales correspondent aux points sur la figure tandis que la courbe nous donne le polynôme d'interpolation à l'ordre 2. La tendance est celle d'une croissance du débit avec le taux de détente. Un comportement asymptotique se dégage à grand taux de détente. Pour un même taux de détente, le débit à 24 000 RPM est plus élevé que le débit à 27 000 RPM. La plage des essais correspond à des taux de détente allant de 1.3 à 1.6. Nous atteignons des débits corrigés de 0.5 kg/s.

La non-stabilisation du cycle empêche une quantification du rendement isentropique de la turbine. Des modifications sur le circuit sont nécessaires. La figure 5.20 nous donne une estimation du rendement global apparent de la turbine MF21 à 27 000 RPM. Les débits sont de 0.34 kg/s et 0.4 kg/s. Le rendement global est calculé comme suit :

$$\eta_g = \frac{\mathcal{P}_{elec}}{\dot{m}(\Delta H_{is})}$$

Avec \mathcal{P}_{elec} la puissance électrique, \dot{m} le débit et ΔH_{is} la chute d'enthalpie pour une détente isen-

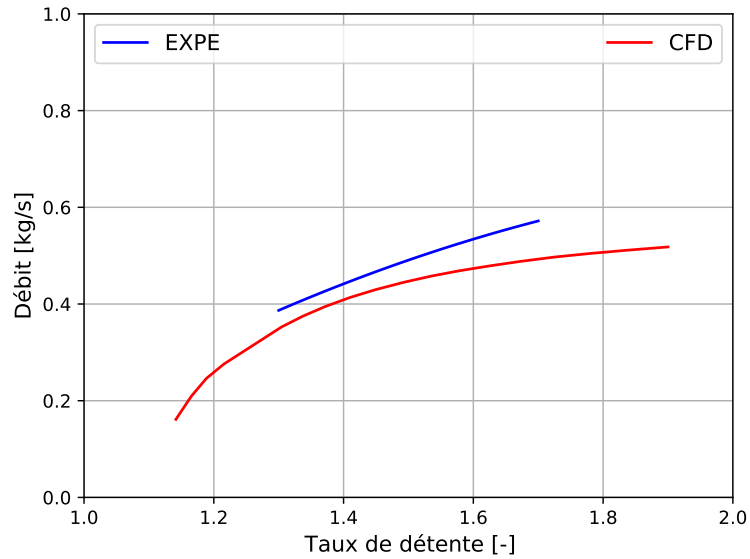
tropique. Les rendements sont extrêmement faibles et non consistants. Comme nous le montre la figure 5.16, ni la température, ni la pression n'atteignent des états stables. Le calcul d'un rendement isentropique serait donc erroné. Les capteurs de température sont sujets, du fait des transferts thermiques, à des écarts de températures de quelques degrés. Les écarts de température entre l'entrée et la sortie de la turbines sont faibles et l'incertitude sur les mesures de température notamment à cause des régimes transitoires accroît les erreurs. La puissance électrique mesurée par le freinage doit être corrigée par le rendement électrique. En effet l'armoire électrique convertit deux fois le courant. Une première conversion en mode moteur. Et une seconde conversion triphasé-monophasé entre l'armoire et le banc de charge. Cette double conversion entraîne des rendements électriques faibles. Enfin l'usage de deux garnitures mécaniques et la présence de roulements sur une machine de cette taille n'est peut-être pas sans conséquence. Les pertes mécaniques peuvent être importantes. Il est nécessaire d'installer un couple-mètre afin de déterminer un rendement plus précis. A titre d'exemple, le choix d'une plage en cours de stabilisation au temps 1 635 s à 1 645 s montre que le rendement isentropique apparent de la turbine est de 28% tandis que le rendement global apparent de la turbine est de 5%. Les valeurs de débit et de pression restent cependant exploitables.

5.6 Comparaison CFD-Essais

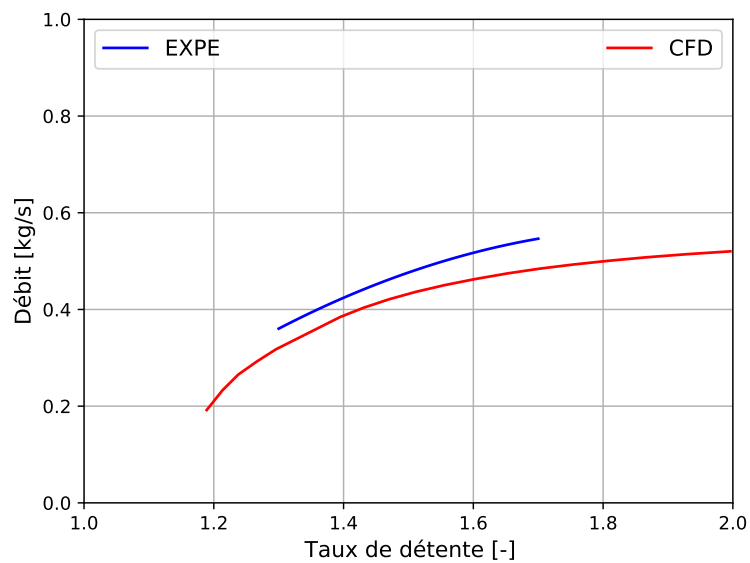
Nous comparons dans cette section les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la turbine MF21 à divers vitesses de rotations pour divers débits et taux de détente.

La figure 5.18 nous montre une comparaison entre les résultats CFD et les résultats expérimentaux de la turbine MF21 fonctionnant avec le SES36. Les courbes CFD et expérimentaux suivent les mêmes tendances. Le écarts en débit massique varient entre 11% pour un taux de détente de 1.4 et 13% pour un taux de détente de 1.7.

Les écarts ayant plusieurs origines, nous essayons d'en énumérer quelques unes. D'abord les conditions de fonctionnement. Les conditions de fonctionnement de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 sont de 5.5 bars et de 99.2 °C en entrée. Au même moment, on varie entre 83 °C et 125 °C en entrée avec des pressions entre 2.9 bar et 5.2 bar. Ces écarts dans les conditions de fonctionnement dégradent les performances de la turbine par le changement des propriétés du fluide. Ensuite, le facteur de compressibilité. En effet les hautes températures et les faibles pressions à l'entrée nous conduisent dans une



(a) 24000 RPM.



(b) 27000 RPM.

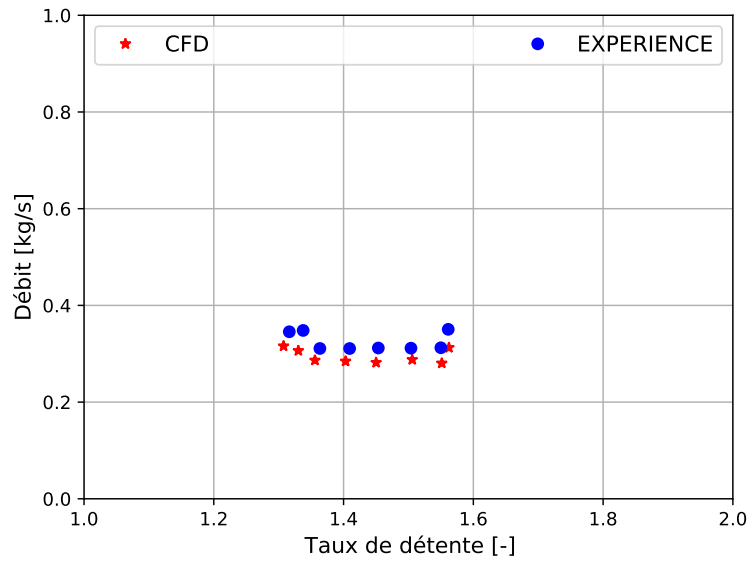
FIGURE 5.18 – Comparaison entre CFD et expérimentation de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à diverses vitesses de rotation.

zone avec des facteurs de compressibilité de l'ordre de 0.95 tandis qu'il était de 0.86 dans les conditions de design. Enfin, les instationnarités du cycle qui font que les simulations stationnaires conduisent à des erreurs.

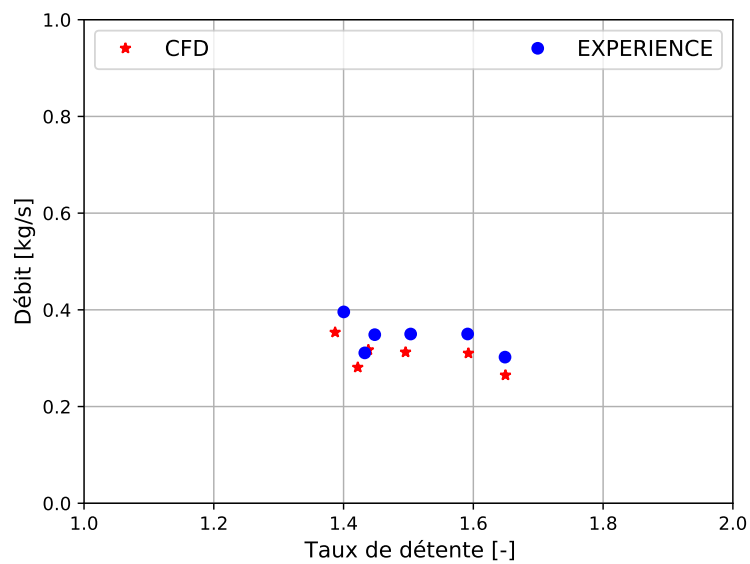
La correction se faisant avec la vitesse du son, et du fait des difficultés à contrôler la pression et la température, l'utilisation du débit corrigé et de la vitesse corrigée ne nous permet pas de retomber systématiquement sur les courbes de performances à 24000 RPM ou à 27000 RPM. Ces difficultés de contrôle du cycle nous conduisent à faire des simulations correspondants aux points expérimentaux afin d'avoir une comparaison dans les mêmes conditions d'entrée et de sortie. La figure 5.19 nous montre la comparaison point par point entre les résultats CFD et les résultats expérimentaux. Les écarts entre ces deux résultats sont faibles. En effet, à 24 000 RPM, pour un taux de détente de 1.4, le débit est de 0.283 kg/s avec la CFD et de 0.31 kg/s expérimentalement. Cela correspond à un écart relatif de 8.7%. Aux autres taux de détente, les écarts restent du même ordre de grandeur. Le plus grand écart est de 14.3% pour un taux de détente de 1.3. Pour une vitesse de rotation de 27 000 RPM, à un taux de détente de 1.6, le débit est de 0.31 kg/s en CFD et de 0.35 kg/s expérimentalement. Ceci correspond à un écart de 11.4%. Pour un taux de détente de 1.4, le débit est de 0.39 kg/s expérimentalement et de 0.35 kg/s avec la CFD ; soit un écart de 10.2 %. Les écarts restent du même ordre aux autres taux de détentes.

Les incertitudes à faible taux de détente sont importantes. Ceci s'explique par les écarts de températures de plus en plus faibles entre l'entrée et la sortie de la turbine. Les incertitudes sur la mesure accroissent les erreurs. Les taux de détentes élevés ne peuvent pas être atteint du fait de la perte de charges importante (1 bar) dans le condenseur.

5.6. COMPARAISON CFD-ESSAIS



(a) 24000 RPM.



(b) 27000 RPM.

FIGURE 5.19 – Comparaison entre CFD et expérimentation de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 dans les mêmes conditions à diverses vitesses

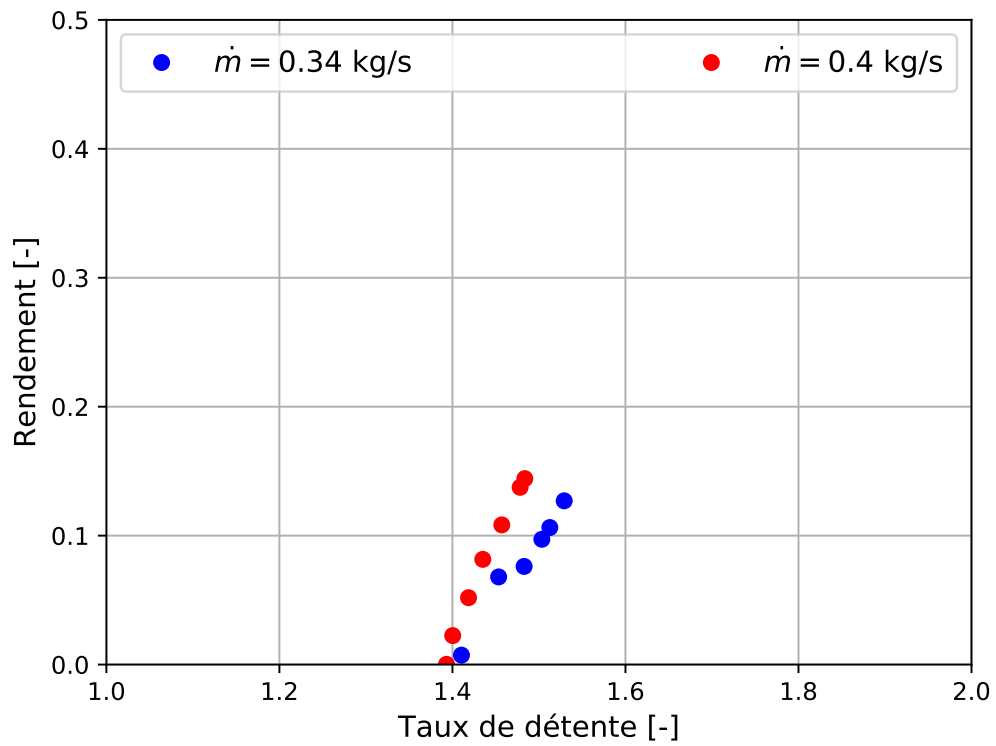


FIGURE 5.20 – Rendement global de la turbine MF21 à 27 000 RPM pour des débits de 0.34 kg/s et 0.4 kg/s.

Conclusion

Ce chapitre a permis de traiter divers aspects expérimentaux des cycles ORC. Il nous a permis dans un premier temps de concevoir une boucle d'expérimentation opérationnelle. Pour ce faire, une analyse de fonctionnalité des échangeurs thermiques a été faite. L'analyse structurelle et vibratoire du rotor ainsi que des arbres a permis de confirmer cette faisabilité. D'autres études mécaniques ont permis de choisir les garnitures d'étanchéité, les roulements ainsi que l'accouplement. La conception a concerné deux turbines : la turbine MF21 et la turbine GT15. Pour rappel, comme nous le montre l'annexe C, la première conception à montage direct a fait l'objet de casse pendant le fonctionnement.

Les travaux expérimentaux ont permis de faire une analyse de la dynamique du cycle. Les effets de la vitesse de rotation, du débit et du taux de détente ont particulièrement été analysés. Il a été mis en avant les difficultés de contrôle de cycle. Enfin, une comparaison entre les résultats de la CFD et les résultats expérimentaux a été faite. Cette comparaison conclut à des écarts en débit de l'ordre de 10%.

Chapitre 6

Conclusions-Perspectives

Contenu

6.1	Conclusions	168
6.2	Perspectives	170

6.1 Conclusions

Les cycles de Rankine en fluides organiques (ORC) sont un excellent moyen pour la valorisation des chaleurs fatales à basse et moyenne températures. Dans la communauté scientifique, les ORC font l'objet de nombreux travaux numériques prenant en compte les aspects gaz denses du système. Peu de travaux expérimentaux permettent la validation des méthodologies utilisées. L'objet visé par cette thèse englobant tant les aspects numériques qu'expérimentaux a été de palier à l'absence de ces données expérimentales d'une manière générale et sur les turbines radiales en particulier. La turbine est un élément central du cycle dans la mesure où ses performances définissent presque à elles seules la puissance utile. D'un point de vue technologique ; les ORC se heurtent aux coûts des installations. En ce sens l'adaptation d'une turbine classique pour les applications ORC est envisageable.

Les travaux numériques ont concerné le design de la turbine MF21 fonctionnant avec trois différents fluides. Les fluides ont été sélectionnés en prenant en compte les aspects sécuritaires et environnementaux d'une part et les propriétés thermodynamiques d'un autre côté. Sur ces bases ont été choisis le SES36, le NOVEC649 et le R1233zd(E). En tenant compte des caractéristiques du futur dispositif expérimental, le choix des points de fonctionnement de la turbine MF21 a été fait. Le design de la turbine est effectué en considérant les propriétés thermodynamiques des fluides et la taille de la machine. L'analyse par la ligne moyenne prenant en compte les modèles de pertes a permis d'établir pour chaque fluide la carte de la turbine MF21. Les travaux relatifs à la modélisation système de la turbine ainsi que la similitude des turbines en gaz dense ont également été conduits.

L'analyse 0D permet d'établir les points de meilleur rendement de la turbine. Pour le SES36, un rendement à 82.1% pour un taux de détente 1.4, une vitesse de rotation de 24 000 RPM est atteint. Le point de meilleur rendement est de 82.4% pour le R1233zd(E) à un taux de détente de 1.37 et une vitesse de rotation de 28 800 RPM. Quant au NOVEC649, nous avons un rendement maximal de 81.7% à un taux de détente de 1.4 et une vitesse de rotation de 20 000 RPM. Les travaux de similitudes sur les turbines au gaz dense ont permis de réduire les écarts de prédictions. Ces écarts passent de 3.47% à 0.39% sur le rendement et de 16.46% à 12.82% pour le débit. La modélisation système via le langage acausal a conduit à des résultats de même tendance que le code 0D. Les écarts entre les deux approches sont de 7.5% pour le débit de blocage et de 1.13% sur le rendement maximal.

Les travaux CFD effectués ont permis de comparer les prédictions 0D avec les résultats 3D. Une

6.1. CONCLUSIONS

étude de l'influence sur les performances de la turbine de la rugosité du rotor, des jeux, du modèle de gaz et type de stator a été faite. Une rugosité du rotor allant de $0 \mu\text{m}$ à $50 \mu\text{m}$ n'a pas d'influence sur le rendement de la machine. La présence des aubes sur le stator améliore le rendement et fait correspondre davantage le débit de simulation au débit de design. L'utilisation des tables d'interpolations dans le modèle du gaz montre des écarts de 8% avec l'équation d'état de Peng-Robinson. Le rendement diminue légèrement avec l'augmentation du jeu avant ; passant de 81.55% pour un jeu de 0.2 mm à 81.11% pour un jeu de 2 mm. Le débit quant à lui reste figé à 0.49 kg/s. Pour un jeu arrière allant de 0.2 mm à 0.5 mm, le rendement passe de 81.11% à 80.02%. Aucune tendance sur le débit n'est observée.

Les simulations CFD ont été également conduites dans les conditions hors-design pour des vitesses de rotation de $\pm 10\%$ et $\pm 20\%$ de la vitesse de design. D'une manière générale, les résultats sont en accord avec la prédiction 0D. Le rendement maximum est de 75.3% pour la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à une vitesse de 24 000 RPM et à un taux de détente de 1.37. Il est de 75.36% pour la turbine fonctionnant au R1233zd(E) à une vitesse de 28 800 RPM et à un taux de détente de 1.4. Quant au fonctionnement avec le NOVEC649, nous avons un rendement maximal de 74.44% pour une vitesse de 20 000 RPM à un taux de détente de 1.46. Les écarts maxima entre le design et la CFD sont de 6.2% sur le débit et de 6.5% sur le rendement pour le SES36. Ils sont de 6.0% sur le débit et de 7.3% sur le rendement pour le R1233zd(E). Ils valent 4.9% sur le débit et 7.9% sur le rendement pour le NOVEC649. Les simulations réalisées sur la turbine classique adaptée GT15 montrent que cette dernière atteint un rendement de 60.5% à une vitesse de 28 000 RPM et un taux de détente de 1.25 ; justifiant ainsi l'approche de l'usage des machines classiques pour des applications ORC.

La validation expérimentale des résultats numériques a nécessité la conception d'un dispositif d'essai. Cette conception a fait l'objet d'une étude de faisabilité prenant en compte les aspects structurels, mécaniques, vibratoires ainsi que l'étanchéité. Elle prévoit également l'étude expérimentale de l'influence des jeux. Les essais de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à diverses vitesses de rotation ont été conduits. Ces essais ont permis de faire une étude sur la dynamique du cycle. L'interaction entre les divers composants du cycle à travers les grandeurs thermodynamiques a été analysée. Les essais ont principalement été faits à 24 000 RPM et 27 000 RPM. On retrouve expérimentalement la même tendance que les résultats numériques relatifs à l'influence de la vitesse de rotation sur la courbe de débit. La comparaison entre les résultats de la CFD et les résultats expérimentaux permet d'établir

des écarts de débit de l'ordre de 10%.

6.2 Perspectives

Au terme de ces travaux numériques et expérimentaux n'ayant pas répondu aux objectifs de départ, les perspectives sont diverses et variées.

Numériquement, les travaux futurs vont concerner :

- o Les simulations CFD avec les tables d'interpolations afin d'estimer les réelles performances de la turbine MF21.
- o L'isolation et l'analyse des différentes pertes via la CFD. Ceci permettra de confronter la répartition des pertes issues de la CFD à celle de design 0D.
- o Les simulations hors-design de la turbine MF21 avec un stator aubé.

Expérimentalement, il sera question de modifier le dispositif d'essais afin d'obtenir les bonnes grandeurs. Ces modifications concernent :

- o La résolution des défauts de débit à haute pression, haut débit et faibles taux de détente.
- o L'ajout de nouveaux capteurs de pression à la sortie de la pompe et à l'entrée de l'évaporateur afin d'estimer les pertes dans les échangeurs et d'avoir plus d'informations sur l'état du fluide.
- o Le changement du condenseur afin de réduire les pertes de charges et faire plus de détente.
- o L'ajout d'un couplemètre, afin de mesurer le couple et le rendement mécanique des turbines pour une meilleure estimation des performances.

Une fois ces modifications effectuées, elles permettront :

- o D'étudier l'effet des jeux avant et arrière sur les performances de la turbine. Les résultats permettront soit de valider, soit de proposer de nouveaux modèles de pertes adaptés aux gaz denses.
- o D'établir les courbes de performances expérimentales de la turbine MF21 avec les fluides SES36, R1233zd(E) et NOVEC649.
- o D'établir les performances de la turbine GT15 fonctionnant au SES36. Cette étude pourra s'étendre aux deux autres fluides.
- o L'étude expérimentale de l'influence du stator aubé sur les caractéristiques de la turbine MF21.

6.2. PERSPECTIVES

Dans la caractérisation de la dynamique des gaz denses, il sera possible :

- o D'installer une fenêtre de visualisation en sortie du rotor afin d'analyser la giration et de proposer un nouveau modèle des pertes en sortie.
- o D'installer une fenêtre de visualisation en entrée de la turbine afin d'analyser l'écoulement dans le convergent en entrée.

6.2. PERSPECTIVES

Bibliographie

- [1] H. Ritchie, M. Roser, and P. Rosado, “Energy,” *Our World in Data*, 2020. <https://ourworldindata.org/energy>.
- [2] H. Ritchie, M. Roser, and P. Rosado, “Co2 and greenhouse gas emissions,” *Our World in Data*, 2020. <https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions>.
- [3] P. Monde, “Début du premier «choc pétrolier»,” <https://perspective.usherbrooke.ca/bilan/servelet/BMEve?codeEve=520>, Consulté le 31 octobre 2020.
- [4] P. Monde, “Début du deuxième « choc pétrolier »,” <https://perspective.usherbrooke.ca/bilan/servelet/BMEve?codeEve=549>, Consulté le 31 octobre 2020.
- [5] I. . I. E. Agency, “Iea renewables information database, edition 2021,” http://wds.iea.org/wds/pdf/ren_documentation.pdf, 2021.
- [6] I. . I. E. Agency, “World electricity final consumption by sector, 1974-2019,” *IEA, Paris* <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/world-electricity-final-consumption-by-sector-1974-2019>, Consulté le 14 août 2022.
- [7] P. Moriarty and D. Honnery, “The limits of renewable energy,” *AIMS Energy*, vol. 9, pp. 812–829, 2021.
- [8] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,” 2010.
- [9] I. G. Kevrekidis and A. Mitsos, “Artificial Neural Networks for Real-Time Model Predictive Control of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery,” *5th International Seminar on ORC Power Systems, September 9 - 11, 2019, Athens, Greece*, 2019.
- [10] L. Y. Bronicki, “History of organic rankine cycle systems,” in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems : Technologies and Applications*, 2017.

- [11] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, “Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems,” 2013.
- [12] R. Loni, G. Najafi, E. Bellos, F. Rajaei, Z. Said, and M. Mazlan, “A review of industrial waste heat recovery system for power generation with Organic Rankine Cycle : Recent challenges and future outlook,” mar 2021.
- [13] Cao, Yue and Dai, Yiping, “Comparative analysis on off-design performance of a gas turbine and ORC combined cycle under different operation approaches,” *Energy Conversion and Management*, vol. 135, 2017.
- [14] M. Imran, F. Haglind, M. Asim, and J. Zeb Alvi, “Recent research trends in organic Rankine cycle technology : A bibliometric approach,” jan 2018.
- [15] W. Xu, R. Zhao, S. Deng, L. Zhao, and S. S. Mao, “Is zeotropic working fluid a promising option for organic Rankine cycle : A quantitative evaluation based on literature data,” sep 2021.
- [16] Z. Y. Xu, R. Z. Wang, and C. Yang, “Perspectives for low-temperature waste heat recovery,” *Energy*, vol. 176, pp. 1037–1043, jun 2019.
- [17] H. Habibi, M. Zoghi, A. Chitsaz, K. Javaherdeh, and M. Ayazpour, “Thermo-economic analysis and optimization of combined PERC - ORC - LNG power system for diesel engine waste heat recovery,” *Energy Conversion and Management*, vol. 173, pp. 613–625, oct 2018.
- [18] H. Yu, D. Kim, and T. Gundersen, “A study of working fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs) operating across and below ambient temperature to utilize Liquefied Natural Gas (LNG) cold energy,” *Energy*, vol. 167, pp. 730–739, jan 2019.
- [19] X. Wang, G. Shu, H. Tian, P. Liu, D. Jing, and X. Li, “Dynamic analysis of the dual-loop Organic Rankine Cycle for waste heat recovery of a natural gas engine,” *Energy Conversion and Management*, vol. 148, 2017.
- [20] T. Z. Kaczmarczyk, G. Żywica, and E. Ihnatowicz, “Experimental study of a low-temperature micro-scale organic Rankine cycle system with the multi-stage radial-flow turbine for domestic applications,” *Energy Conversion and Management*, vol. 199, nov 2019.
- [21] A. C. M. Do Ango, G. Levêque, N. Holaind, G. Henry, and A. Leroux, “Low temperature and power solar energy conversion for domestic use,” in *Energy Procedia*, vol. 161, pp. 454–463, Elsevier Ltd, 2019.

- [22] A. Guercio and R. Bini, "Biomass-fired Organic Rankine Cycle combined heat and power systems," in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems : Technologies and Applications*, pp. 527–567, Elsevier Inc., 2017.
- [23] G. W. Hutterer, "Geothermal power generation in the world 2015-2020 update report," *Proceedings World Geothermal Congress 2020*, pp. 1–17, 2020.
- [24] C. Spadacini, L. G. Xodo, and M. Quaia, "Geothermal energy exploitation with Organic Rankine Cycle technologies," in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems : Technologies and Applications*, pp. 473–525, Elsevier Inc., 2017.
- [25] S. C. Yang, T. C. Hung, Y. Q. Feng, C. J. Wu, K. W. Wong, and K. C. Huang, "Experimental investigation on a 3 kW organic Rankine cycle for low-grade waste heat under different operation parameters," *Applied Thermal Engineering*, vol. 113, 2017.
- [26] M. T. White, G. Bianchi, L. Chai, S. A. Tassou, and A. I. Sayma, "Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power generation," feb 2021.
- [27] O. A. Aqel, M. T. White, M. A. Khader, and A. I. Sayma, "Sensitivity of transcritical cycle and turbine design to dopant fraction in CO₂-based working fluids," *Applied Thermal Engineering*, vol. 190, may 2021.
- [28] O. A. Oyewunmi, S. Lecompte, M. De Paepe, and C. N. Markides, "Thermoeconomic analysis of recuperative sub- and transcritical organic Rankine cycle systems," in *Energy Procedia*, vol. 129, 2017.
- [29] J. Radulovic and N. I. Beleno Castaneda, "On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source," *Energy Conversion and Management*, vol. 88, 2014.
- [30] Y. Wang, Y. Li, D. Zhang, and Y. Xie, "Aerodynamic optimization of a SCO₂ radial-inflow turbine based on an improved simulated annealing algorithm," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy*, vol. 235, pp. 1039–1052, aug 2021.
- [31] M. Saeed and M. H. Kim, "Analysis of a recompression supercritical carbon dioxide power cycle with an integrated turbine design/optimization algorithm," *Energy*, vol. 165, pp. 93–111, dec 2018.

- [32] X. Li, G. Shu, H. Tian, G. Huang, P. Liu, X. Wang, and L. Shi, "Experimental comparison of dynamic responses of CO₂ transcritical power cycle systems used for engine waste heat recovery," *Energy Conversion and Management*, vol. 161, 2018.
- [33] A. Uusitalo, M. Zocca, T. Turunen-Saaresti, and A. Grönman, "Analysis on gas dynamic effects and design of supersonic ORC stator nozzles for transcritical expansions," *Energy Conversion and Management*, vol. 247, nov 2021.
- [34] D. Zhang, Y. Wang, and Y. Xie, "Investigation into off-design performance of a S-CO₂ turbine based on concentrated solar power," *Energies*, vol. 11, nov 2018.
- [35] J. A. Keep and I. H. Jahn, "Numerical Loss Investigation of a Small Scale, Low Specific Speed Supercritical CO₂ Radial Inflow Turbine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 141, sep 2019.
- [36] J. Song, X. Li, X. Ren, H. Tian, G. Shu, C. Gu, and C. N. Markides, "Thermodynamic and economic investigations of transcritical CO₂-cycle systems with integrated radial-inflow turbine performance predictions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 165, 2020.
- [37] S. Lecompte, H. Huisseune, M. Van Den Broek, B. Vanslambrouck, and M. De Paepe, "Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery," 2015.
- [38] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, and J. Fischer, "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles," *Energy*, 2007.
- [39] E. Yun, D. Kim, M. Lee, S. Baek, S. Y. Yoon, and K. C. Kim, "Parallel-expander Organic Rankine cycle using dual expanders with different capacities," *Energy*, vol. 113, 2016.
- [40] M. Sadeghi, A. Nemati, A. Ghavimi, and M. Yari, "Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of various ORC (organic Rankine cycle) configurations using zeotropic mixtures," *Energy*, vol. 109, 2016.
- [41] Y. Du, Y. Yang, D. Hu, M. Hao, J. Wang, and Y. Dai, "Off-design performance comparative analysis between basic and parallel dual-pressure organic Rankine cycles using radial inflow turbines," *Applied Thermal Engineering*, vol. 138, pp. 18–34, jun 2018.
- [42] Y. Z. Wang, J. Zhao, Y. Wang, and Q. S. An, "Multi-objective optimization and grey relational analysis on configurations of organic Rankine cycle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 114, 2017.

- [43] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, S. Ma, and Y. Dai, "Thermodynamic analysis and optimization of an (organic rankine cycle) orc using low grade heat source," *Energy*, vol. 49, 2013.
- [44] D. K. Kim, J. S. Lee, J. Kim, M. S. Kim, and M. S. Kim, "Parametric study and performance evaluation of an organic Rankine cycle (ORC) system using low-grade heat at temperatures below 80 °C," *Applied Energy*, vol. 189, 2017.
- [45] Y. Wu, Y. Zhu, and L. Yu, "Thermal and economic performance analysis of zeotropic mixtures for Organic Rankine Cycles," *Applied Thermal Engineering*, vol. 96, 2016.
- [46] H. E. Bekiloğlu, H. Bedir, and G. Anlaş, "Multi-objective optimization of ORC parameters and selection of working fluid using preliminary radial inflow turbine design," *Energy Conversion and Management*, vol. 183, pp. 833–847, mar 2019.
- [47] Z. Han, Z. Mei, and P. Li, "Multi-objective optimization and sensitivity analysis of an organic Rankine cycle coupled with a one-dimensional radial-inflow turbine efficiency prediction model," *Energy Conversion and Management*, vol. 166, pp. 37–47, jun 2018.
- [48] N. Bahadormanesh, S. Rahat, and M. Yarali, "Constrained multi-objective optimization of radial expanders in organic Rankine cycles by firefly algorithm," *Energy Conversion and Management*, vol. 148, pp. 1179–1193, 2017.
- [49] L. S. Pan, H. X. Wang, and D. Q. Guo, "Experimental investigation on performance of organic Rankine cycle power system driven by low-temperature heat sources," *Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/Journal of Engineering Thermophysics*, vol. 34, pp. 1803–1806, oct 2013.
- [50] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, and N. Moazami, "Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radial inflow turbine," *Energy Conversion and Management*, 2015.
- [51] A. Al Jubori, R. K. Al-Dadah, S. Mahmoud, A. S. Bahr Ennil, and K. Rahbar, "Three dimensional optimization of small-scale axial turbine for low temperature heat source driven organic Rankine cycle," *Energy Conversion and Management*, vol. 133, pp. 411–426, 2017.
- [52] M. Jankowski, P. Klonowicz, and A. Borsukiewicz, "Multi-objective optimization of an ORC power plant using one-dimensional design of a radial-inflow turbine with backswept rotor blades," *Energy*, vol. 237, dec 2021.

- [53] L. Zhai, G. Xu, J. Wen, Y. Quan, J. Fu, H. Wu, and T. Li, “An improved modeling for low-grade organic Rankine cycle coupled with optimization design of radial-inflow turbine,” *Energy Conversion and Management*, vol. 153, pp. 60–70, dec 2017.
- [54] K. Braimakis and S. Karellas, “Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations,” *Energy Conversion and Management*, vol. 159, pp. 353–370, mar 2018.
- [55] P. Li, Z. Han, X. Jia, Z. Mei, X. Han, and Z. Wang, “Analysis and comparison on thermodynamic and economic performances of an organic Rankine cycle with constant and one-dimensional dynamic turbine efficiency,” *Energy Conversion and Management*, vol. 180, pp. 665–679, jan 2019.
- [56] P. Li, Z. Han, X. Jia, Z. Mei, X. Han, and Z. Wang, “Comparative analysis of an organic Rankine cycle with different turbine efficiency models based on multi-objective optimization,” *Energy Conversion and Management*, vol. 185, pp. 130–142, apr 2019.
- [57] J. Song, C. W. Gu, and X. Ren, “Parametric design and off-design analysis of organic Rankine cycle (ORC) system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 112, 2016.
- [58] M. Orosz and R. Dickes, “Solar thermal powered Organic Rankine Cycles,” in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems : Technologies and Applications*, pp. 569–612, Elsevier Inc., 2017.
- [59] M. O. Bamgbopa and E. Uzgoren, “Quasi-dynamic model for an organic Rankine cycle,” *Energy Conversion and Management*, vol. 72, 2013.
- [60] *Dynamic Modelling of Small Scale and High Temperature ORC System Using Simulink and CoolProp*, vol. Volume 9 : Oil and Gas Applications ; Organic Rankine Cycle Power Systems ; Steam Turbine of *Turbo Expo : Power for Land, Sea, and Air*, 09 2020. V009T22A003.
- [61] M. Marchionni, G. Bianchi, A. Karvountzis-Kontakiotis, A. Pesiridis, and S. A. Tassou, “Dynamic modeling and optimization of an orc unit equipped with plate heat exchangers and turbomachines,” vol. 129, 2017.
- [62] X. Ping, F. Yang, H. Zhang, C. Xing, C. Wang, W. Zhang, and Y. Wang, “Energy, economic and environmental dynamic response characteristics of organic Rankine cycle (ORC) system under different driving cycles,” *Energy*, vol. 246, 2022.
- [63] A. Mariani, M. L. Mastellone, B. Morrone, M. V. Prati, and A. Unich, “An organic Rankine cycle bottoming a diesel engine powered passenger car,” *Energies*, vol. 13, no. 2, 2020.

- [64] J. Wronski, M. Imran, M. J. Skovrup, and F. Haglind, “Experimental and numerical analysis of a reciprocating piston expander with variable valve timing for small-scale organic Rankine cycle power systems,” *Applied Energy*, vol. 247, pp. 403–416, aug 2019.
- [65] M. Imran, R. Pili, M. Usman, and F. Haglind, “Dynamic modeling and control strategies of organic Rankine cycle systems : Methods and challenges,” *Applied Energy*, vol. 276, oct 2020.
- [66] R. Pili, A. Romagnoli, M. Jiménez-Arreola, H. Spliethoff, and C. Wieland, “Simulation of Organic Rankine Cycle – Quasi-steady state vs dynamic approach for optimal economic performance,” *Energy*, vol. 167, 2019.
- [67] B. Xu, D. Rathod, A. Yebi, Z. Filipi, S. Onori, and M. Hoffman, “A comprehensive review of organic rankine cycle waste heat recovery systems in heavy-duty diesel engine applications,” jun 2019.
- [68] K. C. Pang, T. C. Hung, Y. L. He, Y. Q. Feng, C. H. Lin, and K. W. Wong, “Developing ORC engineering simulator (ORCES) to investigate the working fluid mass flow rate control strategy and simulate long-time operation,” *Energy Conversion and Management*, vol. 203, jan 2020.
- [69] V. Lemort and A. Legros, “Positive displacement expanders for Organic Rankine Cycle systems,” in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems : Technologies and Applications*, pp. 361–396, Elsevier Inc., 2017.
- [70] M. Marchionni, G. Bianchi, A. Karvountzis-Kontakiotis, A. Pesyridis, and S. A. Tassou, “An appraisal of proportional integral control strategies for small scale waste heat to power conversion units based on Organic Rankine Cycles,” *Energy*, vol. 163, 2018.
- [71] W. Xu, S. Deng, Y. Zhang, D. Zhao, and L. Zhao, “How to give a full play to the advantages of zeotropic working fluids in organic Rankine cycle (ORC),” in *Energy Procedia*, vol. 158, 2019.
- [72] K. Thurai raja, A. Wijewardane, S. Jayasekara, and C. Ranasinghe, “Working fluid selection and performance evaluation of ORC,” in *Energy Procedia*, vol. 156, pp. 244–248, Elsevier Ltd, 2019.
- [73] J. Yang, Z. Sun, B. Yu, and J. Chen, “Modeling and optimization criteria of scroll expander integrated into organic Rankine cycle for comparison of R1233zd(E) as an alternative to R245fa,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 141, 2018.

- [74] B. Dong, G. Xu, X. Luo, L. Zhuang, and Y. Quan, "Analysis of the supercritical organic Rankine cycle and the radial turbine design for high temperature applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 123, pp. 1523–1530, 2017.
- [75] J. Navarro-Esbrí, F. Molés, B. Peris, A. Mota-Babiloni, and K. Kontomaris, "Experimental study of an Organic Rankine Cycle with HFO-1336mzz-Z as a low global warming potential working fluid for micro-scale low temperature applications," *Energy*, vol. 133, 2017.
- [76] Q. Zhang, Z. Luo, Y. Zhao, and S. Pavel, "Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of a transcritical CO₂ waste heat recovery system for cruise ship application," *Energy Conversion and Management*, vol. 227, 2021.
- [77] L. Zhao and J. Bao, "Thermodynamic analysis of organic rankine cycle using zeotropic mixtures," *Applied Energy*, vol. 130, pp. 748–756, 10 2014.
- [78] C. Liu and T. Gao, "Off-design performance analysis of basic ORC, ORC using zeotropic mixtures and composition-adjustable ORC under optimal control strategy," *Energy*, vol. 171, 2019.
- [79] H. Zhai, Q. An, and L. Shi, "Zeotropic mixture active design method for organic Rankine cycle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 129, 2018.
- [80] G. Shu, X. Wang, H. Tian, P. Liu, D. Jing, and X. Li, "Scan of working fluids based on dynamic response characters for Organic Rankine Cycle using for engine waste heat recovery," *Energy*, vol. 133, 2017.
- [81] J. Xia, K. Zhou, Y. Guo, J. Wang, J. Lou, and Y. Dai, "Preliminary design and CFD analysis of a radial inflow turbine and the turbine seal for an organic Rankine cycle using zeotropic mixture," *Energy Conversion and Management*, vol. 209, apr 2020.
- [82] G. Bamorovat Abadi and K. C. Kim, "Investigation of organic Rankine cycles with zeotropic mixtures as a working fluid : Advantages and issues," 2017.
- [83] M. Astolfi, "Technical options for organic rankine cycle systems," in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems : Technologies and Applications*, pp. 67–89, Elsevier Inc., 2017.
- [84] X. Ping, F. Yang, H. Zhang, J. Zhang, W. Zhang, and G. Song, "Introducing machine learning and hybrid algorithm for prediction and optimization of multistage centrifugal pump in an orc system," *Energy*, vol. 222, 5 2021.

- [85] Y. Yang, H. Zhang, G. Tian, Y. Xu, C. Wang, and J. Gao, "Performance analysis of a multistage centrifugal pump used in an organic rankine cycle (orc) system under various condensation conditions," *Journal of Thermal Science*, vol. 28, pp. 621–634, 8 2019.
- [86] P. Klimaszewski, P. Klonowicz, P. Lampart, Łukasz Witanowski, D. Zaniewski, Łukasz Jędrzejewski, and T. Suchocki, "Design and performance analysis of orc centrifugal pumps," *Archives of Thermodynamics*, vol. 41, pp. 203–222, 2020.
- [87] F. D'Amico, P. Pallis, A. D. Leontaritis, S. Karellas, N. M. Kakalis, S. Rech, and A. Lazzaretto, "Semi-empirical model of a multi-diaphragm pump in an organic rankine cycle (orc) experimental unit," *Energy*, vol. 143, pp. 1056–1071, 1 2018.
- [88] T. Z. Kaczmarczyk, E. Ihnatowicz, G. Żywica, and M. Kaniecki, "Experimental study of the prototype of a roto-jet pump for the domestic orc power plant," *Archives of Thermodynamics*, vol. 40, pp. 83–108, 2019.
- [89] W. Li, A. Mckeown, and Z. Yu, "Correction of cavitation with thermodynamic effect for a diaphragm pump in organic rankine cycle systems," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 2956–2972, 11 2020.
- [90] A. Landelle, N. Tauveron, R. Revellin, P. Haberschill, S. Colasson, and V. Roussel, "Performance investigation of reciprocating pump running with organic fluid for organic rankine cycle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 113, pp. 962–969, 2 2017.
- [91] G. Carraro, P. Pallis, A. D. Leontaritis, S. Karellas, P. Vourliotis, S. Rech, and A. Lazzaretto, "Experimental performance evaluation of a multi-diaphragm pump of a micro-orc system," vol. 129, pp. 1018–1025, Elsevier Ltd, 2017.
- [92] Z. Zeleny, V. Vodicka, V. Novotny, and J. Mascuch, "Gear pump for low power output orc - an efficiency analysis," vol. 129, pp. 1002–1009, Elsevier Ltd, 2017.
- [93] X. Wang, Y. qiang Feng, T. C. Hung, Z. xia He, C. H. Lin, and M. Sultan, "Investigating the system behaviors of a 10 kw organic rankine cycle (orc) prototype using plunger pump and centrifugal pump," *Energies*, vol. 13, 3 2020.
- [94] G. Bianchi, F. Fatigati, S. Murgia, R. Cipollone, and G. Contaldi, "Modeling and experimental activities on a small-scale sliding vane pump for orc-based waste heat recovery applications," vol. 101, pp. 1240–1247, Elsevier Ltd, 11 2016.

- [95] A. Benato, G. Cavazzini, S. Bari, and G. Ardizzon, "Orc pump efficiency estimation and real behaviour under different working fluids," pp. 2719–2730, Institute of Thermal Technology, 2019.
- [96] A. Cavallini, "Heat transfer and heat exchangers," in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems : Technologies and Applications*, pp. 397–470, Elsevier Inc., 2017.
- [97] N. Shokati, F. Mohammadkhani, N. Farrokhi, and F. Ranjbar, "Thermodynamic and heat transfer analysis of heat recovery from engine test cell by Organic Rankine Cycle," *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, vol. 50, pp. 1661–1671, dec 2014.
- [98] X. Li, J. Song, G. Yu, Y. Liang, H. Tian, G. Shu, and C. N. Markides, "Organic Rankine cycle systems for engine waste-heat recovery : Heat exchanger design in space-constrained applications," *Energy Conversion and Management*, vol. 199, nov 2019.
- [99] M. Welzl, F. Heberle, and D. Brüggemann, "Experimental evaluation of nucleate pool boiling heat transfer correlations for R245fa and R1233zd(E) in ORC applications," *Renewable Energy*, vol. 147, pp. 2855–2864, mar 2020.
- [100] Y. Zhao, G. Liu, L. Li, Q. Yang, B. Tang, and Y. Liu, "Expansion devices for organic Rankine cycle (ORC) using in low temperature heat recovery : A review," nov 2019.
- [101] V. Pethurajan, S. Sivan, and G. C. Joy, "Issues, comparisons, turbine selections and applications – An overview in organic Rankine cycle," jun 2018.
- [102] J. Yang, Z. Sun, B. Yu, and J. Chen, "Experimental comparison and optimization guidance of R1233zd(E) as a drop-in replacement to R245fa for organic Rankine cycle application," *Applied Thermal Engineering*, vol. 141, pp. 10–19, aug 2018.
- [103] S. Eyerer, C. Wieland, A. Vandersickel, and H. Spliethoff, "Experimental study of an orc (organic rankine cycle) and analysis of r1233zd-e as a drop-in replacement for r245fa for low temperature heat utilization," *Energy*, vol. 103, 2016.
- [104] J. Oh, H. Jeong, and H. Lee, "Experimental and numerical analysis on low-temperature off-design organic Rankine cycle in perspective of mass conservation," *Energy*, vol. 234, nov 2021.
- [105] Y. Qiang Feng, T. C. Hung, T. Y. Su, S. Wang, Q. Wang, S. C. Yang, J. R. Lin, and C. H. Lin, "Experimental investigation of a R245fa-based organic Rankine cycle adapting two operation strategies : Stand alone and grid connect," *Energy*, vol. 141, 2017.

- [106] E. Ntavou, G. Kosmadakis, D. Manolakos, G. Papadakis, and D. Papantonis, “Experimental testing of a small-scale two stage Organic Rankine Cycle engine operating at low temperature,” *Energy*, vol. 141, 2017.
- [107] C. K. Unamba, M. White, P. Sapin, J. Freeman, S. Lecompte, O. A. Oyewunmi, and C. N. Markides, “Experimental Investigation of the Operating Point of a 1-kW ORC System,” in *Energy Procedia*, vol. 129, 2017.
- [108] H. C. Jung, L. Taylor, and S. Krumdieck, “An experimental and modelling study of a 1kW organic Rankine cycle unit with mixture working fluid,” *Energy*, vol. 81, pp. 601–614, mar 2015.
- [109] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillaume, and V. Lemort, “Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid,” *Energy*, vol. 55, 2013.
- [110] Y. Jang and J. Lee, “Comprehensive assessment of the impact of operating parameters on sub 1-kW compact ORC performance,” *Energy Conversion and Management*, vol. 182, 2019.
- [111] P. Gao, L. W. Wang, R. Z. Wang, L. Jiang, and Z. S. Zhou, “Experimental investigation on a small pumpless ORC (organic rankine cycle) system driven by the low temperature heat source,” *Energy*, vol. 91, 2015.
- [112] R. Bracco, S. Clemente, D. Micheli, and M. Reini, “Experimental tests and modelization of a domestic-scale ORC (Organic Rankine Cycle),” *Energy*, vol. 58, pp. 107–116, sep 2013.
- [113] M. Usman, M. Imran, F. Haglind, A. Pesyridis, and B. S. Park, “Experimental analysis of a micro-scale organic Rankine cycle system retrofitted to operate in grid-connected mode,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 180, nov 2020.
- [114] M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale, V. Orlandini, S. Ottaviano, A. Peretto, F. Melino, M. Pinelli, P. R. Spina, and A. Suman, “Experimental Investigation with Steady-State Detection in a Micro-ORC Test Bench,” in *Energy Procedia*, vol. 126, 2017.
- [115] M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale, V. Orlandini, S. Ottaviano, M. Pinelli, P. R. Spina, and A. Suman, “Experimental Performance of a Micro-ORC Energy System for Low Grade Heat Recovery,” in *Energy Procedia*, vol. 129, 2017.

- [116] A. Desideri, S. Gusev, M. van den Broek, V. Lemort, and S. Quoilin, “Experimental comparison of organic fluids for low temperature ORC (organic Rankine cycle) systems for waste heat recovery applications,” *Energy*, vol. 97, 2016.
- [117] P. Valdimarsson, “Radial inflow turbines for Organic Rankine Cycle systems,” in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems : Technologies and Applications*, pp. 321–334, Elsevier Inc., 2017.
- [118] H. Sun, J. Qin, P. Yan, H. Huang, and T. C. Hung, “Performance evaluation of a partially admitted axial turbine using R245fa, R123 and their mixtures as working fluid for small-scale organic Rankine cycle,” *Energy Conversion and Management*, vol. 171, 2018.
- [119] Q. Blondel, N. Tauveron, N. Caney, and N. Voeltzel, “Experimental study and optimization of the Organic Rankine Cycle with pure Novec™649 and zeotropic mixture Novec™649/HFE7000 as working fluid,” *Applied Sciences (Switzerland)*, vol. 9, may 2019.
- [120] A. P. Weiß, T. Popp, J. Müller, J. Hauer, D. Brüggemann, and M. Preißinger, “Experimental characterization and comparison of an axial and a cantilever micro-turbine for small-scale Organic Rankine Cycle,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 140, pp. 235–244, jul 2018.
- [121] P. Klonowicz, A. Borsukiewicz-Gozdur, P. Hanausek, W. Kryłłowicz, and D. Brüggemann, “Design and performance measurements of an organic vapour turbine,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 63, no. 1, 2014.
- [122] M. Deligant, E. Sauret, Q. Danel, and F. Bakir, “Performance assessment of a standard radial turbine as turbo expander for an adapted solar concentration ORC,” *Renewable Energy*, vol. 147, pp. 2833–2841, mar 2020.
- [123] K. Zhou, J. Wang, J. Xia, Y. Guo, P. Zhao, and Y. Dai, “Design and performance analysis of a supercritical CO₂ radial inflow turbine,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 167, feb 2020.
- [124] J. Xia, K. Zhou, J. Wang, J. Lou, P. Zhao, and Y. Dai, “Thermal design and CFD analysis of the radial inflow turbine for a CO₂-based mixture transcritical Rankine cycle,” *International Journal of Energy Research*, vol. 44, pp. 7938–7956, aug 2020.
- [125] J. Qi, T. Reddell, K. Qin, K. Hooman, and I. H. Jahn, “Supercritical CO₂ radial turbine design performance as a function of turbine size parameters,” *Journal of Turbomachinery*, vol. 139, aug 2017.

- [126] C. A. Ventura, P. A. Jacobs, A. S. Rowlands, P. Petrie-Repar, and E. Sauret, "Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines : An automated approach," *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 2012.
- [127] H. Chen and N. C. Baines, "The aerodynamic loading of radial and mixed-flow turbines," *International Journal of Mechanical Sciences*, 1994.
- [128] P. T. Lauriau, N. Binder, S. Cros, M. Roumeas, and X. Carbonneau, "Preliminary design considerations for variable geometry radial turbines with multi-points specifications," *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 2018.
- [129] O. E. Balje and D. Japikse, "Turbomachines-A Guide to Design Selection and Theory," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 103, pp. 644–644, 12 1981.
- [130] H. Rohlik, "Analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.," *NASA TN D-4384.1969.*, 1969.
- [131] R. H. Aungier, *Turbine Aerodynamics : Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis*. 2010.
- [132] H. Moustapha, M. Zelesky, N. Baines, and D. Japikse, *Axial and Radial Turbines*. No. ptie. 1, Concepts NREC, 2003.
- [133] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, N. Moazami, and A. S. Ennil, "Preliminary Mean-line Design and Optimization of a Radial Turbo-Expander for Waste Heat Recovery Using Organic Rankine Cycle," in *Energy Procedia*, vol. 75, 2015.
- [134] R. A. Flores, H. M. Aviña Jiménez, E. P. González, and L. A. González Uribe, "Aerothermodynamic design of 10 kW radial inflow turbine for an organic flashing cycle using low-enthalpy resources," *Journal of Cleaner Production*, vol. 251, apr 2020.
- [135] A. Al Jubori, A. Daabo, R. K. Al-Dadah, S. Mahmoud, and A. B. Ennil, "Development of micro-scale axial and radial turbines for low-temperature heat source driven organic Rankine cycle," *Energy Conversion and Management*, vol. 130, 2016.
- [136] A. M. Al Jubori, F. N. Al-Mousawi, K. Rahbar, R. Al-Dadah, and S. Mahmoud, "Design and manufacturing a small-scale radial-inflow turbine for clean organic Rankine power system," *Journal of Cleaner Production*, vol. 257, jun 2020.

- [137] S. H. Kang, “Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid,” *Energy*, 2012.
- [138] E. R. da Silva, K. G. Kyprianidis, R. G. Camacho, M. Sätterskog, and T. M. A. Angulo, “Preliminary design, optimization and CFD analysis of an organic rankine cycle radial turbine rotor,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 195, aug 2021.
- [139] B. Dong, G. Xu, T. Li, X. Luo, and Y. Quan, “Parametric analysis of organic Rankine cycle based on a radial turbine for low-grade waste heat recovery,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 126, 2017.
- [140] F. Hamdi, J. Seo, and S. Han, “Numerical investigation of an Organic Rankine cycle radial inflow two-stage turbine,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 31, pp. 1721–1728, apr 2017.
- [141] R. Capata and G. Hernandez, “Preliminary design and simulation of a turbo expander for small rated power Organic Rankine Cycle (ORC),” *Energies*, 2014.
- [142] D. Y. Kim and Y. T. Kim, “Preliminary design and performance analysis of a radial inflow turbine for organic Rankine cycles,” *Applied Thermal Engineering*, 2017.
- [143] D. Y. Kim and Y. T. Kim, “Preliminary design and performance analysis of a radial inflow turbine for ocean thermal energy conversion,” *Renewable Energy*, 2017.
- [144] E. Sauret and Y. Gu, “Three-dimensional off-design numerical analysis of an organic Rankine cycle radial-inflow turbine,” *Applied Energy*, 2014.
- [145] D. Fiaschi, G. Innocenti, G. Manfrida, and F. Maraschiello, “Design of micro radial turboexpanders for ORC power cycles : From 0D to 3D,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 99, pp. 402–410, apr 2016.
- [146] S. Schuster, C. N. Markides, and A. J. White, “Design and off-design optimisation of an organic Rankine cycle (ORC) system with an integrated radial turbine model,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 174, jun 2020.
- [147] F. Alshammari, A. Karvountzis-Kontakiotis, A. Pesiridis, and P. Giannakakis, “Off-design performance prediction of radial turbines operating with ideal and real working fluids,” *Energy Conversion and Management*, vol. 171, pp. 1430–1439, sep 2018.

BIBLIOGRAPHIE

- [148] V. Mounier, L. E. Olmedo, and J. Schiffmann, “Small scale radial inflow turbine performance and pre-design maps for Organic Rankine Cycles,” *Energy*, vol. 143, pp. 1072–1084, jan 2018.
- [149] A. M. Al Jubori, R. Al-Dadah, and S. Mahmoud, “New performance maps for selecting suitable small-scale turbine configuration for low-power organic Rankine cycle applications,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 161, pp. 931–946, sep 2017.
- [150] L. Da Lio, G. Manente, and A. Lazzaretto, “A mean-line model to predict the design efficiency of radial inflow turbines in organic Rankine cycle (ORC) systems,” *Applied Energy*, 2017.
- [151] M. T. White, “Cycle and turbine optimisation for an ORC operating with two-phase expansion,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 192, jun 2021.
- [152] S. Bahamonde, M. Pini, C. De Servi, A. Rubino, and P. Colonna, “Method for the Preliminary Fluid Dynamic Design of High-Temperature Mini-Organic Rankine Cycle Turbines,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 139, aug 2017.
- [153] M. Pini, C. De Servi, M. Burigana, S. Bahamonde, A. Rubino, S. Vitale, and P. Colonna, “Fluid-dynamic design and characterization of a mini-ORC turbine for laboratory experiments,” in *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 1141–1148, Elsevier Ltd, 2017.
- [154] C. M. de Servi, M. Burigana, M. Pini, and P. Colonna, “Design method and performance prediction for radial-inflow turbines of high-temperature mini-organic rankine cycle power systems,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 141, sep 2019.
- [155] L. Da Lio, G. Manente, and A. Lazzaretto, “A mean-line model to predict the design efficiency of radial inflow turbines in organic Rankine cycle (ORC) systems,” *Applied Energy*, vol. 205, pp. 187–209, nov 2017.
- [156] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, and K. Mori, “Design and testing of the organic rankine cycle,” *Energy*, 2001.
- [157] D. Baumgärtner, “Real gas effects in ORC turbines (Doctoral thesis),” 2020.
- [158] A. Spinelli, G. Cammi, C. C. Conti, S. Gallarini, M. Zocca, F. Cozzi, P. Gaetani, V. Dossena, and A. Guardone, “Experimental observation and thermodynamic modeling of non-ideal expanding flows of siloxane MDM vapor for ORC applications,” *Energy*, 2019.

- [159] A. Spinelli, G. Cammi, M. Zocca, S. Gallarini, F. Cozzi, P. Gaetani, V. Dossena, and A. Guardone, “Experimental observation of non-ideal expanding flows of Siloxane MDM vapor for ORC applications,” in *Energy Procedia*, 2017.
- [160] K. Alawadhi, Y. Alhouli, A. Ashour, and A. Alfalah, “Design and optimization of a radial turbine to be used in a rankine cycle operating with an otec system,” *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 8, pp. 1–22, nov 2020.
- [161] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, and N. Moazami, “Parametric analysis and optimization of a small-scale radial turbine for Organic Rankine Cycle,” *Energy*, vol. 83, 2015.
- [162] L. Palagi, E. Sciubba, and L. Tocci, “A neural network approach to the combined multi-objective optimization of the thermodynamic cycle and the radial inflow turbine for Organic Rankine cycle applications,” *Applied Energy*, vol. 237, pp. 210–226, mar 2019.
- [163] J. D. Denton, “The 1993 IGTI Scholar Lecture : Loss Mechanisms in Turbomachines,” *Journal of Turbomachinery*, vol. 115, no. 4, 1993.
- [164] J. D. Denton, “Loss mechanisms in turbomachines,” *Journal of Turbomachinery*, vol. 115, no. 4, pp. 621–656, 1993.
- [165] B. Yang, P. Newton, and R. Martinez-Botas, “Understanding of secondary flows and losses in radial and mixed flow turbines,” *Journal of Turbomachinery*, vol. 142, aug 2020.
- [166] A. Romagnoli and R. Martinez-Botas, “Performance prediction of a nozzled and nozzleless mixed-flow turbine in steady conditions,” *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 53, 2011.
- [167] C. A. Wasserbauer and A. J. Glassman, “FORTRAN program for predicting off-design performance of radial-inflow turbines.,” 1975.
- [168] E. Sauret and A. S. Rowlands, “Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems,” *Energy*, 2011.
- [169] W. Spraker, “Contour clearance losses in radial inflow turbines for turbochargers.,” *ASME Paper No 87-ICE-52*, 1987.
- [170] W. F. Whitfield A, “Study of incidence loss models in radial and mixed- flow turbomachinery,” *Conference on heat and fluid flow in steam and gas turbine plant, Coventry, England*, 1973.
- [171] *Validation and Development of Loss Models for Small Size Radial Turbines*, vol. Volume 7 : Turbomachinery, Parts A, B, and C of *Turbo Expo : Power for Land, Sea, and Air*, 06 2010.

- [172] R. Persky and E. Sauret, “Loss models for on and off-design performance of radial inflow turbomachinery,” *Applied Thermal Engineering*, 2019.
- [173] M. PLUVIOSE, “Similitude des turbomachines à fluide compressible,” *Machines hydrauliques, aérodynamiques et thermiques*, 2005.
- [174] C. S. Wong and S. Krumdieck, “Scaling of gas turbine from air to refrigerants for organic rankine cycle using similarity concept,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016.
- [175] M. White and A. I. Sayma, “The application of similitude theory for the performance prediction of radial turbines within small-scale low-temperature organic rankine cycles,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 137, 2015.
- [176] Y. Li, X. Wang, X. Zhang, Y. Zhu, W. Li, and H. Chen, “A study on adapted similitude modeling method of turboexpander with different gas working fluids,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2022.
- [177] O. Nematollahi and K. C. Kim, “Real-gas effects : The state of the art of organic rankine cycles,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 277, p. 124102, 2020.
- [178] A. Landelle, N. Tauveron, P. Haberschill, R. Revellin, and S. Colasson, “Organic Rankine cycle design and performance comparison based on experimental database,” *Applied Energy*, vol. 204, pp. 1172–1187, 2017.
- [179] K. C. Pang, S. C. Chen, T. C. Hung, Y. Q. Feng, S. C. Yang, K. W. Wong, and J. R. Lin, “Experimental study on organic Rankine cycle utilizing R245fa, R123 and their mixtures to investigate the maximum power generation from low-grade heat,” *Energy*, vol. 133, 2017.
- [180] M. Bianchi, L. Branchini, N. Casari, A. De Pascale, F. Melino, S. Ottaviano, M. Pinelli, P. R. Spina, and A. Suman, “Experimental analysis of a micro-ORC driven by piston expander for low-grade heat recovery,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 148, pp. 1278–1291, feb 2019.
- [181] B. Peris, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, J. P. Martí, and A. Mota-Babiloni, “Experimental characterization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for micro-scale CHP applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 79, pp. 1–8, mar 2015.
- [182] M. Li, J. Wang, W. He, L. Gao, B. Wang, S. Ma, and Y. Dai, “Construction and preliminary test of a low-temperature regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) using R123,” *Renewable Energy*, vol. 57, pp. 216–222, sep 2013.

- [183] B. S. Park, M. Usman, M. Imran, and A. Pesyridis, "Review of Organic Rankine Cycle experimental data trends," oct 2018.
- [184] F. Alshammari, A. Pesyridis, A. Karvountzis-Kontakiotis, B. Franchetti, and Y. Pasmazoglou, "Experimental study of a small scale organic Rankine cycle waste heat recovery system for a heavy duty diesel engine with focus on the radial inflow turbine expander performance," *Applied Energy*, vol. 215, pp. 543–555, apr 2018.
- [185] L. Guillaume, A. Legros, A. Desideri, and V. Lemort, "Performance of a radial-inflow turbine integrated in an ORC system and designed for a WHR on truck application : An experimental comparison between R245fa and R1233zd," *Applied Energy*, vol. 186, pp. 408–422, jan 2017.
- [186] L. Shao, X. Ma, X. Wei, Z. Hou, and X. Meng, "Design and experimental study of a small-sized organic Rankine cycle system under various cooling conditions," *Energy*, vol. 130, 2017.
- [187] L. Shao, J. Zhu, X. Meng, X. Wei, and X. Ma, "Experimental study of an organic Rankine cycle system with radial inflow turbine and R123," *Applied Thermal Engineering*, vol. 124, pp. 940–947, 2017.
- [188] S. H. Kang, "Design and preliminary tests of ORC (organic Rankine cycle) with two-stage radial turbine," *Energy*, vol. 96, pp. 142–154, feb 2016.
- [189] D. Shin, Y. Kim, and Y. Ryu, "Experimental study on performance of radial turbine with 10 kW-ORC applied to internal combustion engine," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 42, pp. 246–251, may 2018.
- [190] D. Wang, X. Dai, Z. Wu, W. Zhao, P. Wang, B. Hu, and L. Shi, "Design and testing of a 340 kW Organic Rankine Cycle system for Low Pressure Saturated Steam heat source," *Energy*, vol. 210, nov 2020.
- [191] R. Wang, G. Kuang, L. Zhu, S. Wang, and J. Zhao, "Experimental investigation of a 300 kW organic rankine cycle unit with radial turbine for low-grade waste heat recovery," *Entropy*, vol. 21, jun 2019.
- [192] V. Pethurajan and S. Sivan, "Experimental study of an organic rankine cycle using n-hexane as the working fluid and a radial turbine expander," *Inventions*, vol. 3, jun 2018.

BIBLIOGRAPHIE

- [193] T. Wu, X. Wei, X. Meng, X. Ma, and J. Han, “Experimental study of operating load variation for organic Rankine cycle system based on radial inflow turbine,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 166, feb 2020.
- [194] T. Turunen-Saaresti, A. Uusitalo, and J. Honkatukia, “Design and testing of high temperature micro-ORC test stand using Siloxane as working fluid,” in *Journal of Physics : Conference Series*, vol. 821, Institute of Physics Publishing, apr 2017.
- [195] A. Uusitalo, T. Turunen-Saaresti, J. Honkatukia, and R. Dhanasegaran, “Experimental study of small scale and high expansion ratio ORC for recovering high temperature waste heat,” *Energy*, vol. 208, oct 2020.
- [196] S. Han, J. B. Seo, and B. S. Choi, “Development of a 200 kW ORC radial turbine for waste heat recovery,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, pp. 5231–5241, dec 2014.
- [197] T. Wu, L. Shao, X. Wei, X. Ma, and G. Zhang, “Design and structure optimization of small-scale radial inflow turbine for organic Rankine cycle system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 199, nov 2019.
- [198] Y. Gou, L. Li, and H. Min, “Design and performance experiment of radial inflow turbine expander for organic Rankine cycle system,” *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 16, pp. 1202–1209, dec 2021.
- [199] G. Zywicki and J. Kiciński, “The influence of selected design and operating parameters on the dynamics of the steam micro-turbine,” *Open Engineering*, vol. 5, pp. 385–398, jan 2015.
- [200] M. Deligant, E. Sauret, R. Persky, S. Khelladi, and F. Bakir, “3D CFD simulation of a turbocharger compressor used as a turbo expander for Organic Rankine cycle,” in *Proceedings of the 21st Australasian Fluid Mechanics Conference, AFMC 2018*, Australasian Fluid Mechanics Society, 2018.
- [201] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop,” *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.
- [202] U. Européenne, “Règlement (ue) n ° 517/2014 du parlement européen et du conseil du 16 avril 2014 relatif aux gaz à effet de serre fluorés et abrogeant le règlement (ce) n ° 842/2006 texte présentant de l’intérêt pour l’eee,” <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2014/517/oj>, Consulté le 08 novembre 2020.

- [203] F. Yang, H. Cho, and H. Zhang, "Performance prediction and optimization of an organic rankine cycle using back propagation neural network for diesel engine waste heat recovery," *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, vol. 141, no. 6, 2019.
- [204] A. Meroni, M. Geiselhart, W. Ba, and F. Haglind, "Preliminary Design of Radial-Inflow Turbines for Organic Rankine Cycle Power Systems Considering Performance and Manufacturability Aspects," *Proceedings of the 5th International Seminar on ORC Power Systems*, 2019.
- [205] C. D. Bonk, C. Laux, M. Rödder, and M. Neef, "Design of a 1 KW Organic Rankine Cycle for Teaching and Research Issues," in *Energy Procedia*, 2017.
- [206] R. Scaccabarozzi, M. Tavano, C. M. Invernizzi, and E. Martelli, "Comparison of working fluids and cycle optimization for heat recovery ORCs from large internal combustion engines," *Energy*, 2018.
- [207] O. Nematollahi, H. Samsam-Khayani, M. Nili-Ahmadabadi, S. Y. Yoon, and K. C. Kim, "A novel self-seeding method for particle image velocimetry measurements of subsonic and supersonic flows," *Scientific Reports*, 2020.
- [208] J. Bao and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle," 2013.
- [209] F. Gu, A. Engeda, and E. Benisek, "A comparative study of incompressible and compressible design approaches of radial inflow turbine volutes," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy*, 2001.
- [210] O. E. Balje, "A Contribution to the Problem of Designing Radial Turbomachines," *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, vol. 74, pp. 451–471, 07 2022.
- [211] C. A. Wasserbauer and A. J. Glassman, "Fortran program for predicting off-design performance of radial-inflow turbines," 1975.
- [212] R. B. Vilim, "Development and validation of a radial inflow turbine model for simulation of the snl s-co2 split-flow loop.,"
- [213] J. Qi, T. Reddell, K. Qin, K. Hooman, and I. H. J. Jahn, "Supercritical CO₂ Radial Turbine Design Performance as a Function of Turbine Size Parameters," *Journal of Turbomachinery*, vol. 139, 03 2017. 081008.

- [214] M. Erbas, M. A. Sofuoglu, A. Biyikoglu, and I. Uslan, “Design and Optimization of a Low Temperature Organic Rankine Cycle and Turbine,” vol. Volume 6A : Energy of *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 11 2013. V06AT07A070.
- [215] D. C. Wilcox, “Formulation of the k - ω turbulence model revisited,” in *AIAA Journal*, vol. 46, 2008.
- [216] F. R. Menter, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” Aug. 1994.
- [217] M. Deligant, X. Nogueira, S. KHELLADI, E. Sauret, and B. Reding, “Toward a high resolution real gas finite volume solver with multi optimal order detection,” 09 2019.
- [218] S. D. I. Software, “Simcenter STAR-CCM+ User Guide, version 2021.1,” in *Adaptive Mesh Refinement for Overset Meshes*, pp. 3067–3070, Siemens, 2021.
- [219] C. Ma, Z. Qiu, J. Gou, J. Wu, Z. Zhao, and W. Wang, “Axial force balance of supercritical CO₂ radial inflow turbine impeller through backface cavity design,” in *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, vol. 9, American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2018.
- [220] J. Boussinesq, “Théorie de l’écoulement tourbillonnant et tumultueux des liquides dans les lits rectilignes a grande section,” tech. rep., 1897.

BIBLIOGRAPHIE

Annexe A

Théorèmes-Equations

A.1 Théorème des turbomachines

Le théorème général des turbomachines ou théorème d'Euler dérive du théorème du moment cinétique. Ce dernier s'énonce comme suit : la dérivée par rapport au temps de la quantité de mouvement par rapport à un axe fixe d'un système est égale au moment résultant des forces extérieures appliquées au domaine par rapport au même axe. Soit un volume v et dm un élément du domaine comme nous le montre la figure A.1.

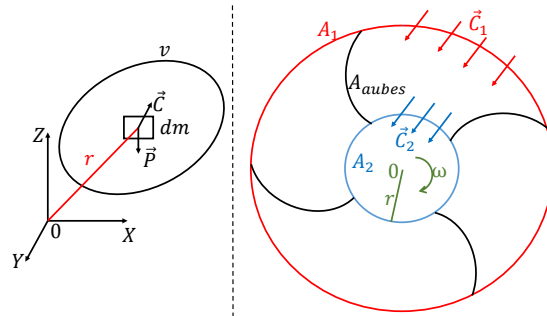


FIGURE A.1 – Volume fluide (à gauche) et vue de face (à droite) de la turbine.

Le théorème du moment cinétique s'écrit :

$$\frac{d}{dt} \iiint_v \vec{r} \wedge \vec{C} \cdot \rho dv = \iint_A \vec{r} \wedge d\vec{F} + \iiint_v \vec{r} \wedge \rho \vec{g} \cdot dv + \iint_A \vec{r} \wedge d\vec{f} \quad (\text{A.1})$$

Avec \vec{F} les forces de pressions, \vec{f} les forces visqueuses et $\rho \vec{g}$ les forces volumiques dues à la gravité.

La dérivée totale se développe comme suit :

$$\frac{d}{dt} \iiint_v \vec{r} \wedge \vec{C} \cdot \rho dv = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_v \vec{r} \wedge \vec{C} \rho dv + \iint_A (\vec{r} \wedge \vec{C}) \rho \vec{C} \cdot d\vec{A}$$

Pour un écoulement stationnaire, $\frac{\partial}{\partial t} = 0$. Pour un fluide visqueux, $d\vec{f} = 0$. L'équation A.1 se simplifie comme suit dans le cas d'un écoulement stationnaire de fluide parfait.

$$\iint_A (\vec{r} \wedge \vec{C}) \cdot \rho \cdot \vec{C} \cdot d\vec{A} = \iint_A \vec{r} \wedge d\vec{F} + \iiint_v \vec{r} \wedge \rho \vec{g} dv \quad (\text{A.2})$$

Dans le cas d'une machine turbine radiale, comme nous montre la figure A.1, et pour un nombre infini d'aubes, l'écoulement est axisymétrique : $\iiint_v \vec{r} \wedge \rho \vec{g} dv = 0$. Les parois étant impénétrables, l'intégrale sur les surfaces d'aubes A_{aubes} devient nulle. Pareillement les forces de pressions sont nulles en entrée A_1 et en sortie A_2 . En supposant des écoulements uniformes et constants en entrée et en sorties, l'on obtient :

$$\vec{r}_1 \wedge \vec{C}_1 \iint_{A_1} \rho \vec{C}_1 d\vec{A} + \vec{r}_2 \wedge \vec{C}_2 \iint_{A_2} \rho \vec{C}_2 d\vec{A} = \iint_{A_{aubes}} \vec{r} d\vec{F} \quad (\text{A.3})$$

En intégrant la composition des vitesses $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$ comme nous montre la figure A.2 et en considérant le moment des forces de pression exercées sur le fluide qui par réaction s'oppose au couple, on obtient finalement :

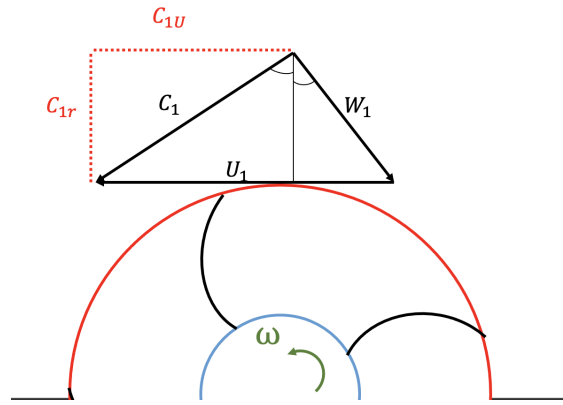


FIGURE A.2 – Décomposition des vitesses en entrée du rotor

$$\vec{C} = \dot{m} (\vec{r} \wedge \vec{C}_{1u} - \vec{r}_2 \wedge \vec{C}_{2u}) \quad (\text{A.4})$$

A.2. EQUATIONS D'ÉTAT DE HELMHOLTZ

C'est l'équation générale des turbomachines avec C_u les composantes tangentielles ; \mathcal{C} le couple et \dot{m} le débit.

La puissance \mathcal{P} s'écrit :

$$\mathcal{P} = \dot{m} (U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u}) \quad (\text{A.5})$$

La variation d'enthalpie le long de la machine s'écrit :

$$\Delta H = U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u} \quad (\text{A.6})$$

Ce théorème fait des hypothèses d'écoulement parfait, stationnaire avec des vitesses uniformes en entrée et en sortie de la turbomachine. Le nombre d'aubes est considéré infini.

A.2 Equations d'état de Helmholtz

Les termes α^0 et α^r sont calculés comme suit :

$$\alpha^0 = \ln \delta + a_1 \ln \tau + a_2 + a_3 \tau + a_4 \tau^{-1} + a_5 \tau^{-2} + a_6 \tau^{-3} + a_7 \ln [1 - \exp(-a_8 \tau)] \quad (\text{A.7})$$

$$\alpha^r = \sum_{k=1}^6 N_k \delta^{i_k} \tau^{j_k} + \sum_{k=7}^{32} N_k \delta^{i_k} \tau^{j_k} \exp(-\delta^{l_k}) + \sum_{k=33}^{36} N_k \delta^{i_k} \tau^{j_k} \exp(-\phi_k (\delta - 1)^2 - \beta_k (\tau - \gamma_k)^2) \quad (\text{A.8})$$

Pour le calcul des autres grandeurs issues de la dérivée des termes α^0 et α^r , nous aurons :

$$\frac{h}{RT} = \tau \left[\left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] + \delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_{\tau} + 1 \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{s}{R} = \tau \left[\left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] - \alpha^0 - \alpha^r \quad (\text{A.10})$$

A.3 Modélisation de la turbulence

Dans toute cette sous-section, les quantités en gras correspondent à des quantités vectorielles. On adopte également la convention de sommation d'Einstein. L'écriture des dérivés se fait de la façon

A.3. MODÉLISATION DE LA TURBULENCE

suivante $\frac{\partial A}{\partial t} = \partial_t A$. Les équations de Navier-Stokes décrivant tout écoulement incompressible de fluide newtonien s'écrivent :

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \quad (\text{A.11})$$

$$\rho [\partial_t \mathbf{u} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u}] = -\nabla p + \rho g + \mu \nabla^2 \mathbf{u}. \quad (\text{A.12})$$

La modélisation RANS & URANS (Unsteady RANS) de la turbulence consiste en une décomposition de la vitesse et de la pression en une valeur moyenne à laquelle on ajoute des fluctuations.

$$\Phi(x, y, z, t) = \bar{\Phi}(x, y, z, t) + \Phi'(x, y, z, t) \quad (\text{A.13})$$

Sachant que la dérivée temporelle et les dérivées en espace commutent et que la moyenne des fluctuations est nulle, on obtient :

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} = 0, \quad (\text{A.14})$$

$$\rho [\partial_t \bar{\mathbf{u}} + (\bar{u} \cdot \nabla) \bar{\mathbf{u}}] + \nabla \cdot \bar{\mathbf{R}}_t = -\nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{\mathbf{u}}. \quad (\text{A.15})$$

Avec

$$\bar{\mathbf{R}}_t = -\rho \overline{u'_i u'_j}.$$

$\bar{\mathbf{R}}_t$ est le tenseur de contraintes de Reynolds. Après cette écriture, la plus grosse difficulté est de trouver la valeur du tenseur de Reynolds. Boussinesq [220] fut le premier à proposer une expression du tenseur basée sur l'écoulement moyen qui est connu. Cette approximation consiste à écrire de façon suivante le tenseur :

$$\bar{\mathbf{R}}_t = -\mu_t (\partial_j \bar{u}_i + \partial_i \bar{u}_j) + \rho \bar{k} \delta_{ij}$$

Avec μ_t la viscosité dynamique turbulente, \bar{k} l'énergie cinétique turbulente et δ_{ij} le symbole de Kronecker. Il faudra alors trouver la valeur de la viscosité turbulente μ_t qui dépend non seulement de l'espace et du temps mais aussi du fluide.

A.3. MODÉLISATION DE LA TURBULENCE

Le modèle $k - \omega$ est proposé pour la première fois par Wilcox [215] en 1988. Il s'agit d'un modèle à deux équations de transports sur l'énergie cinétique turbulente (k) et la dissipation d'énergie turbulente (ω). Ces deux équations de transport s'écrivent comme suit :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \rho P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{A.16})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma \omega}{k} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (\text{A.17})$$

Avec : $P = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$. La viscosité turbulente est calculée comme suit ($\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}$). Les constantes des équations précédentes sont données par le tableau A.1 suivant.

Constantes	σ_k	σ_ω	β	β^*	γ
Valeurs	0.5	0.5	$\frac{3}{40}$	0.09	$\frac{5}{9}$

TABLE A.1 – Constantes du modèle basique $k - \omega$.

Annexe B

Sur les travaux numériques

Contenu

A.1 Théorème des turbomachines	195
A.2 Equations d'état de Helmholtz	197
A.3 Modélisation de la turbulence	197

B.1 Constantes de la modélisation du jeu arrière

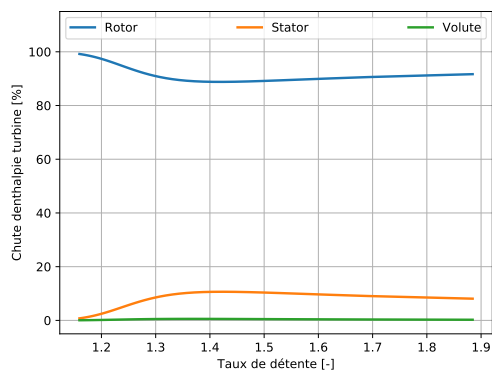
Coefficients for daily and Nece windage loss model.

	Laminar			Turbulent			Re_{xover}
	C	m	n	C	m	n	
Cm_1	3.7	0.1	0.5	0.0102	0.2	0.2	$1 \cdot 10^5$
Cm_2	3.7	0.1	0.5	0.012	0.2	0.2	$3 \cdot 10^5$
Cm_3	3.7	0.1	0.5	0.102	0.2	0.2	$1 \cdot 10^5$
Cm_4	3.7	0.1	0.5	0.102	0.1	0.2	$1 \cdot 10^5$
Cm_5	0.316	0.1	0.5	0.178	0.2	0.2	$1 \cdot 10^5$
Cm_6	2.67	0.1	0.5	0.0622	0.2	0.2	$3 \cdot 10^5$

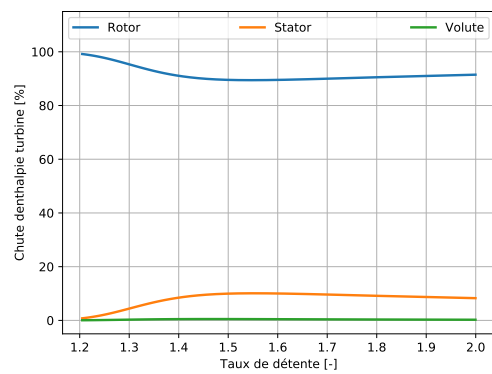
FIGURE B.1 – Constantes C, m et n en fonction du régime d'écoulement [172].

B.2 Répartition des pertes à diverses vitesses de rotations

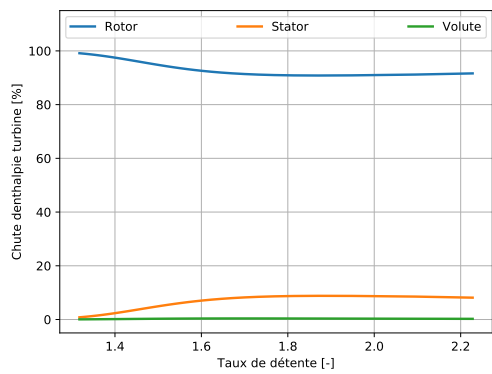
B.2. RÉPARTITION DES PERTES À DIVERSES VITESSES DE ROTATIONS



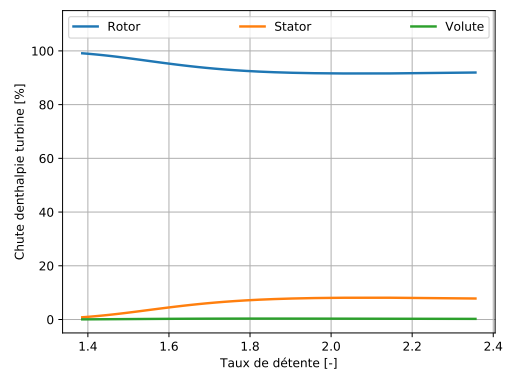
(a) 24000 RPM



(b) 27000 RPM



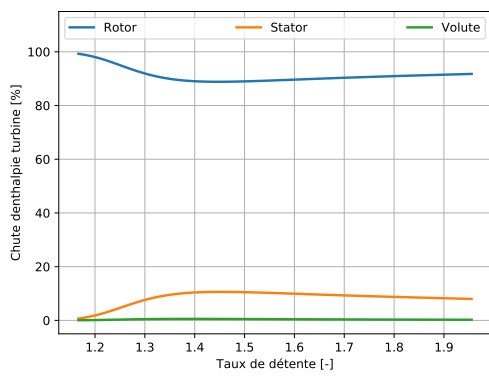
(c) 33000 RPM



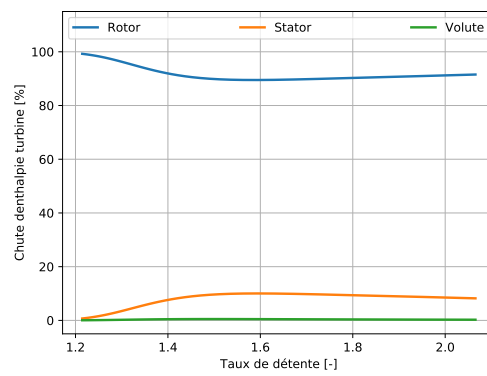
(d) 36000 RPM

FIGURE B.2 – Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à diverses vitesses de rotation.

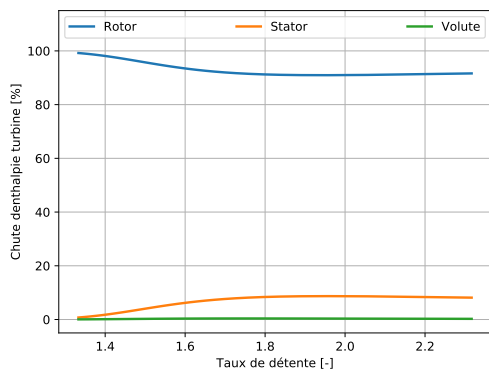
B.2. RÉPARTITION DES PERTES À DIVERSES VITESSES DE ROTATIONS



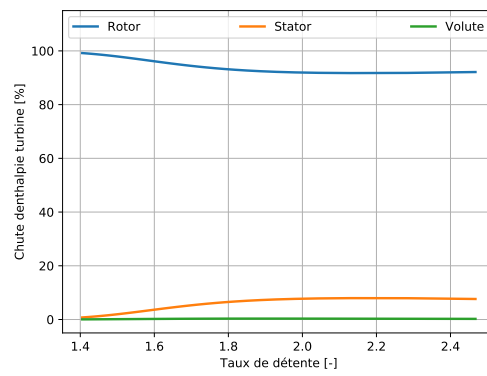
(a) 28800 RPM



(b) 34200 RPM



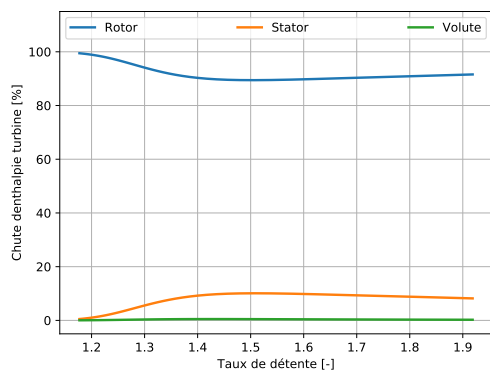
(c) 39600 RPM



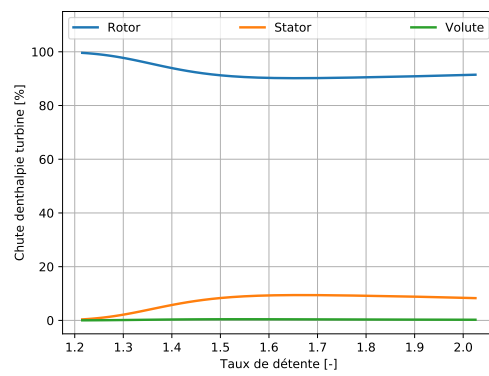
(d) 30000 RPM

FIGURE B.3 – Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine MF21 fonctionnant au R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation.

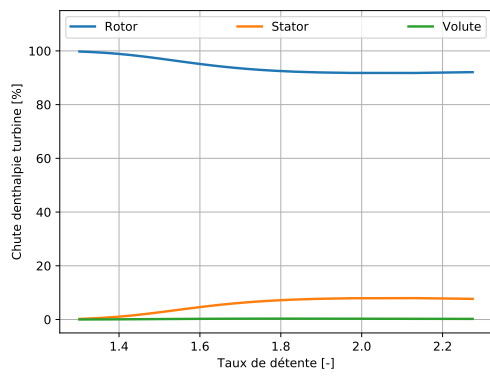
B.2. RÉPARTITION DES PERTES À DIVERSES VITESSES DE ROTATIONS



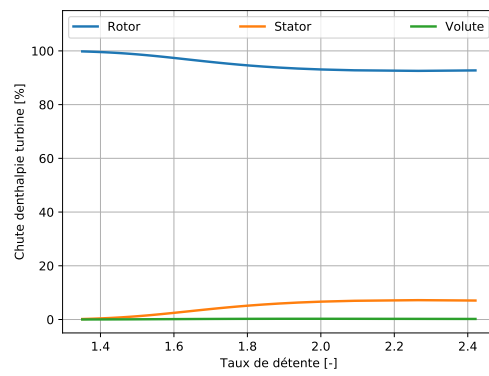
(a) 20000 RPM



(b) 22500 RPM



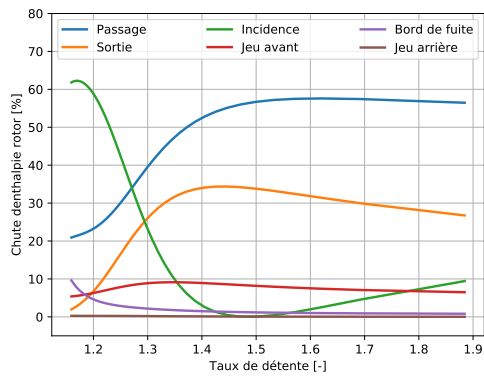
(c) 27500 RPM



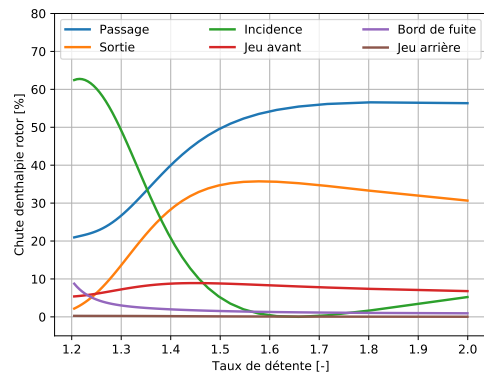
(d) 30000 RPM

FIGURE B.4 – Répartition des pertes entre les différents composants de la turbine MF21 fonctionnant au NOVEC649 à diverses vitesses de rotation.

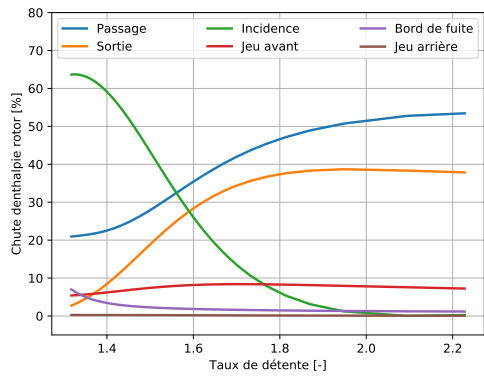
B.2. RÉPARTITION DES PERTES À DIVERSES VITESSES DE ROTATIONS



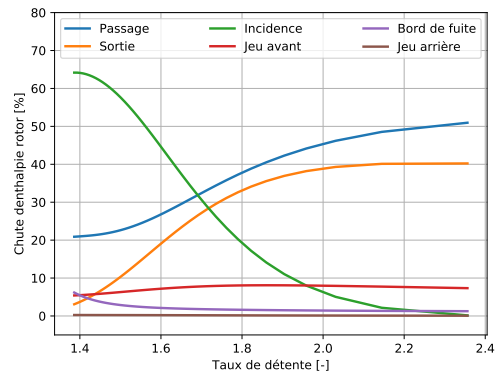
(a) 24000 RPM



(b) 27000 RPM



(c) 33000 RPM



(d) 36000 RPM

FIGURE B.5 – Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant au SES36 à diverses vitesses de rotation.

B.2. RÉPARTITION DES PERTES À DIVERSES VITESSES DE ROTATIONS

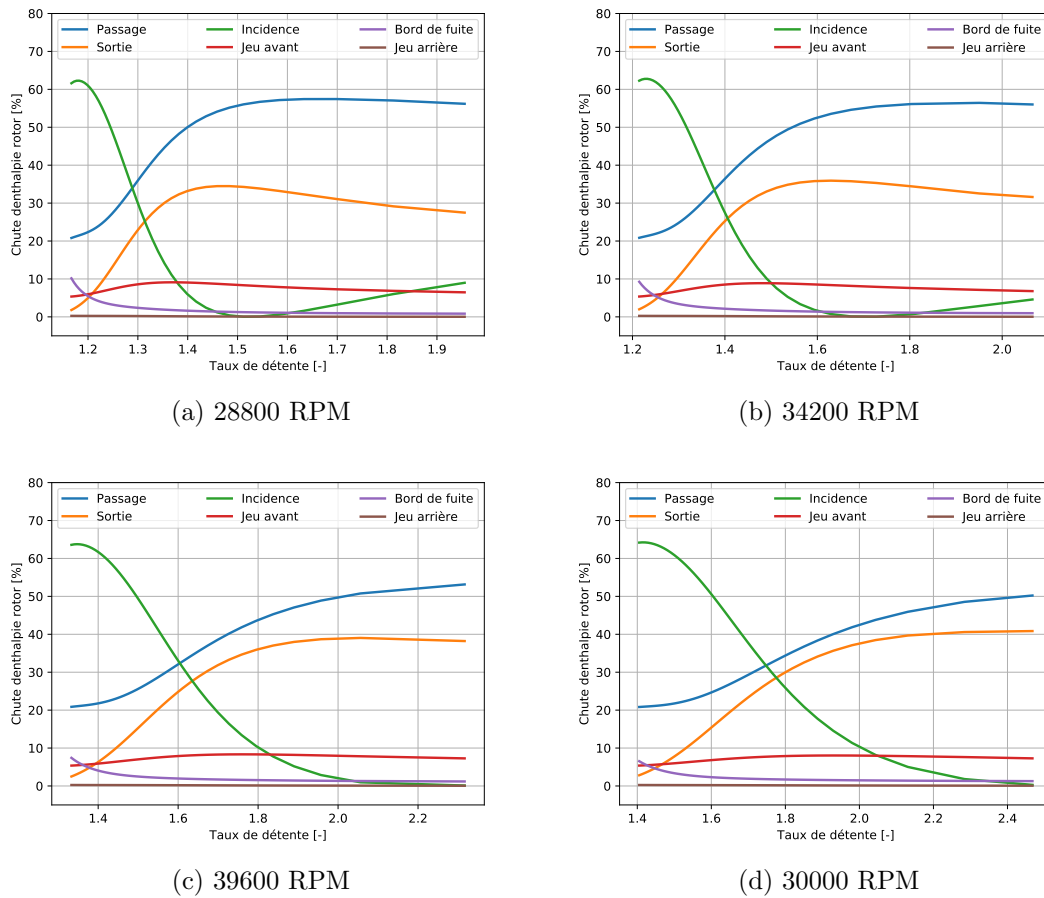


FIGURE B.6 – Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant au R1233zd(E) à diverses vitesses de rotation.

B.2. RÉPARTITION DES PERTES À DIVERSES VITESSES DE ROTATIONS

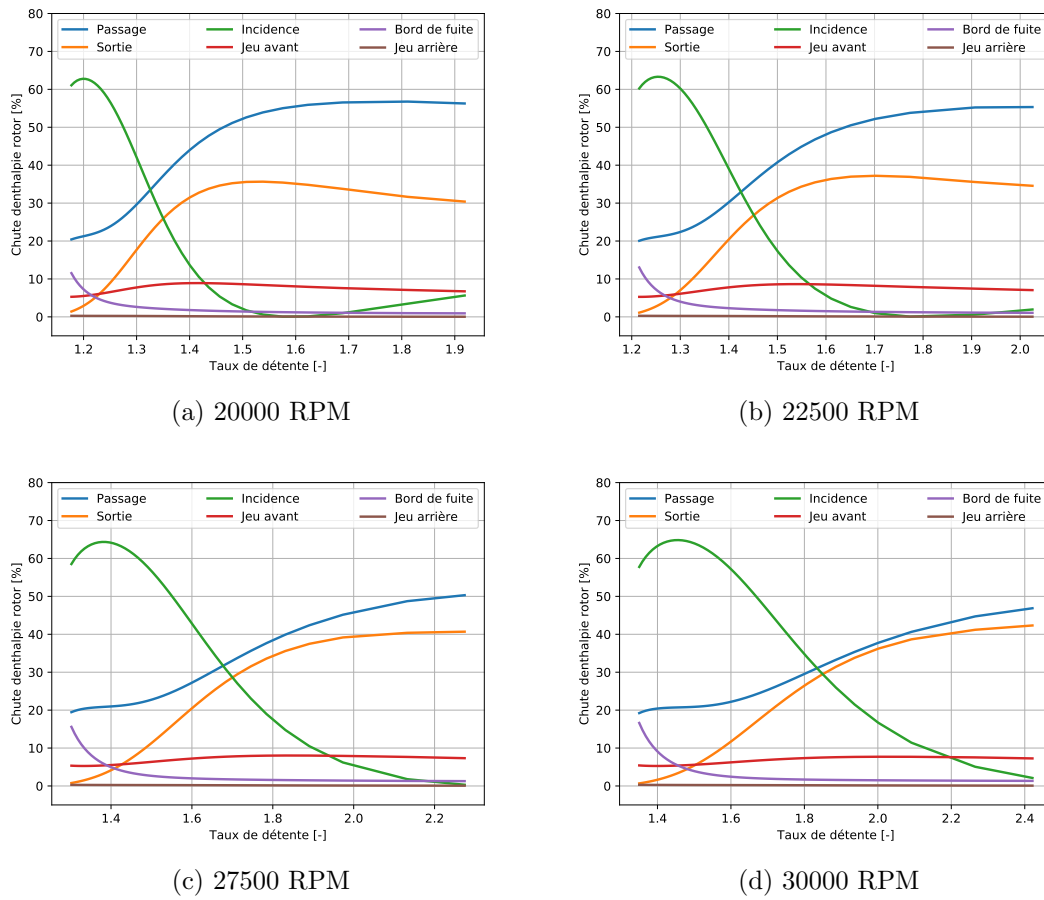


FIGURE B.7 – Répartition des pertes dans le rotor de la turbine MF21 fonctionnant au NOVEC649 à diverses vitesses de rotation.

B.3 Représentation de la table de densité dans la modélisation HEOS

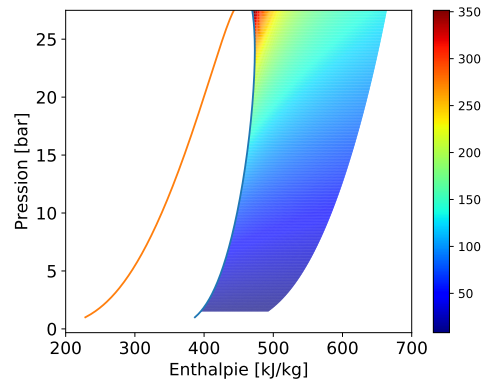


FIGURE B.8 – Densité en fonction de la pression et de l'enthalpie pour le SES36 en état de gaz surchauffé

B.4 Traitement des parois rugueuses

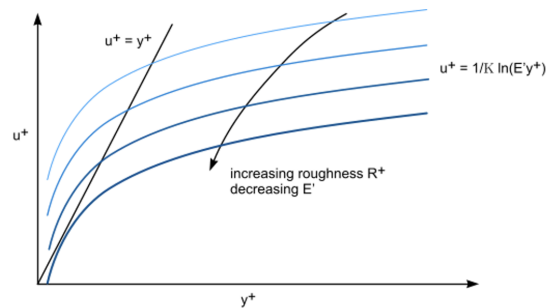


FIGURE B.9 – Traitement des parois rugueuses avec sur STAR-CCM+ [218]

B.5 Comparaison des résultats de la CFD et du code 0D

B.5. COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA CFD ET DU CODE 0D

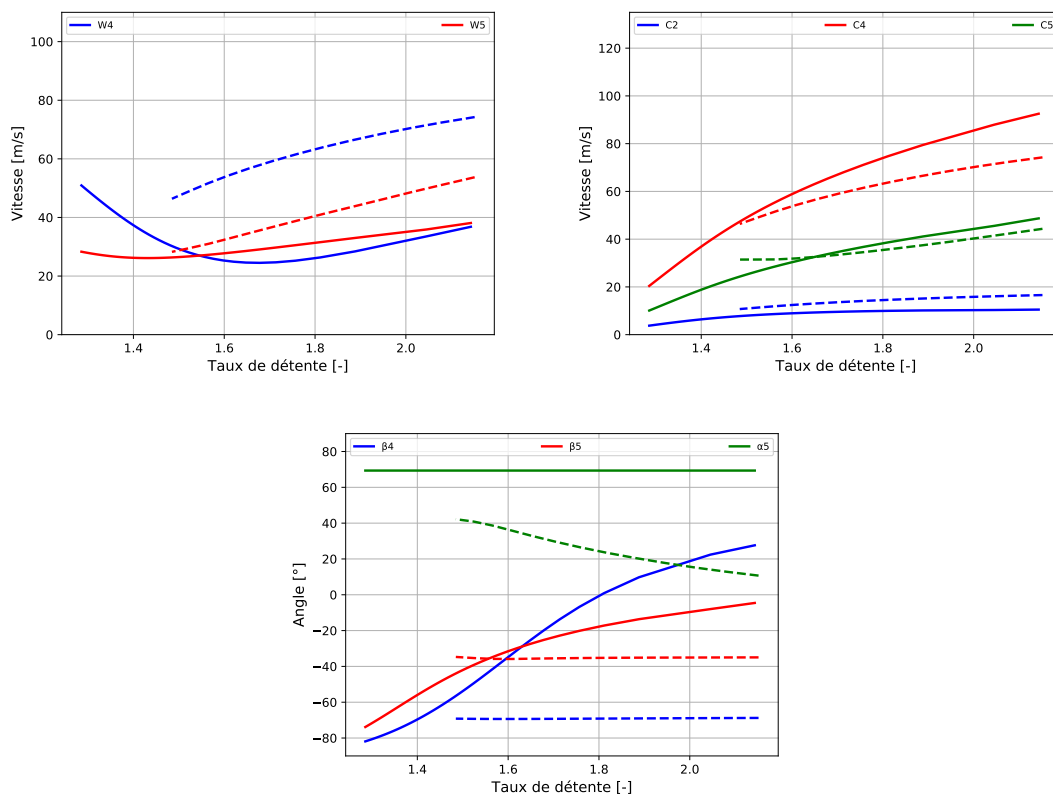


FIGURE B.10 – Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD pour le NOVEC649 à 25 000 RPM. En trait plein le design et en pointillé la CFD.

B.5. COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA CFD ET DU CODE 0D

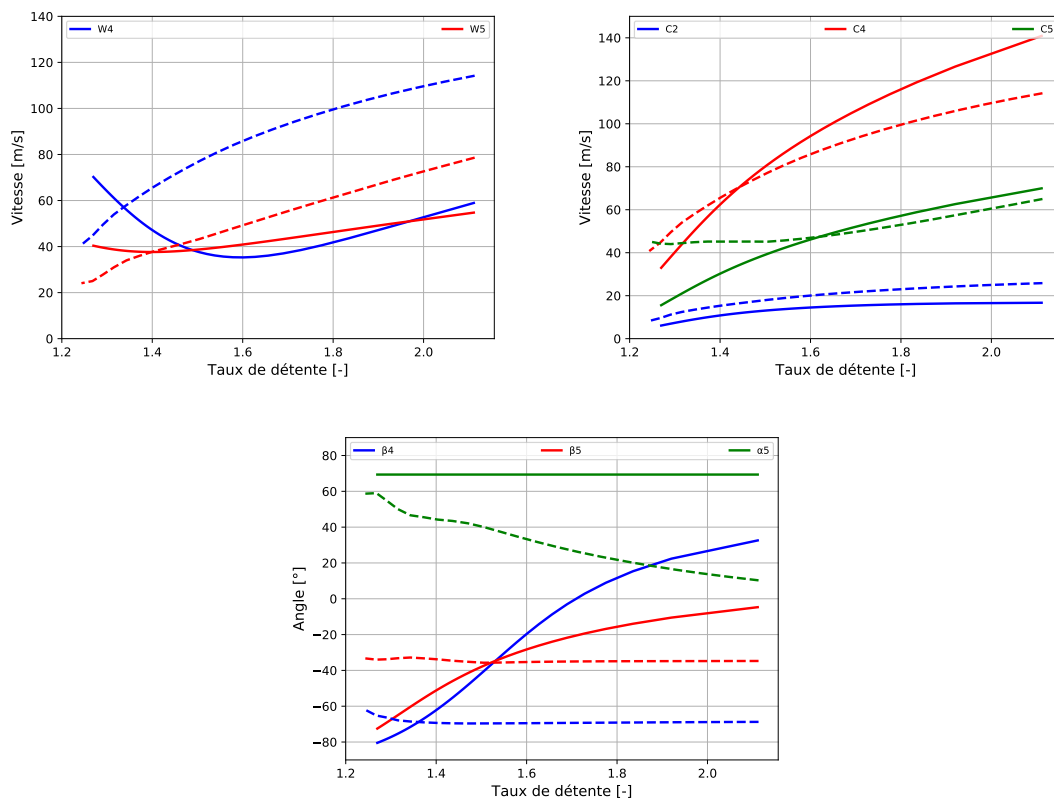


FIGURE B.11 – Comparaison entre le design 0D et la simulation CFD pour le R1233zd(E) à 36 000 RPM. En trait plein le design et en pointillé la CFD.

Annexe C

Sur les travaux expérimentaux

Contenu

B.1	Constantes de la modélisation du jeu arrière	201
B.2	Répartition des pertes à diverses vitesses de rotations	201
B.3	Représentation de la table de densité dans la modélisation HEOS	208
B.4	Traitement des parois rugueuses	208
B.5	Comparaison des résultats de la CFD et du code 0D	208

C.1 Conception mécanique du banc à montage direct

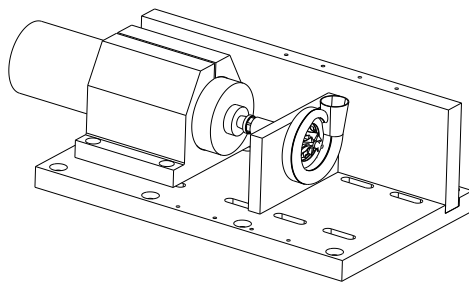


FIGURE C.1 – Conception à montage direct de la turbine GT15 sans accouplement ni roulement.

C.2. RÉGLAGE DU SYSTÈME DE FREINAGE

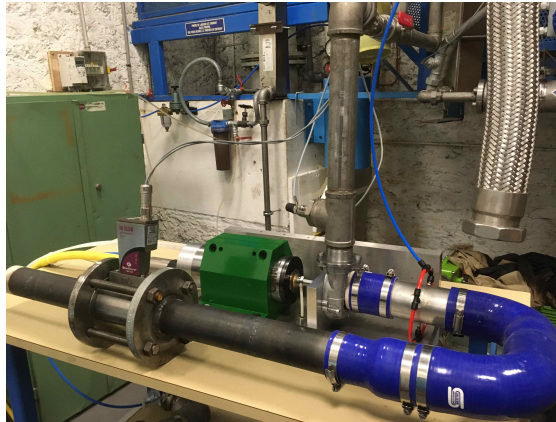


FIGURE C.2 – Assemblage de la turbine GT15 à montage direct pour des essais à l'air.

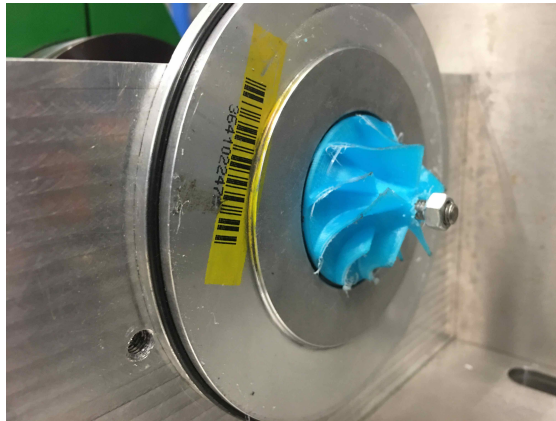


FIGURE C.3 – Usure en bout de pales du rotor de la turbine GT15 lors des essais à l'air.

C.2 Réglage du système de freinage

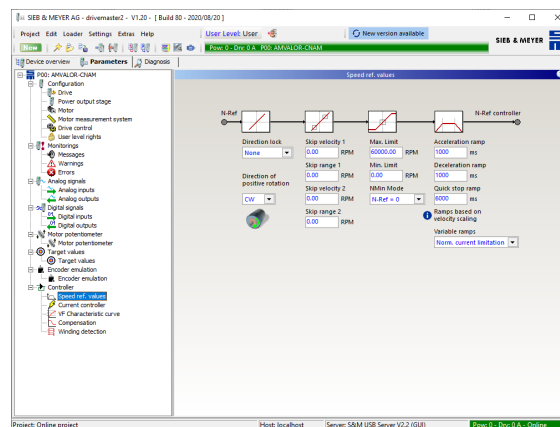


FIGURE C.4 – Réglage de la rampe du système de freinage

C.3. VISUALISATION DE L'ACQUISITION LABVIEW

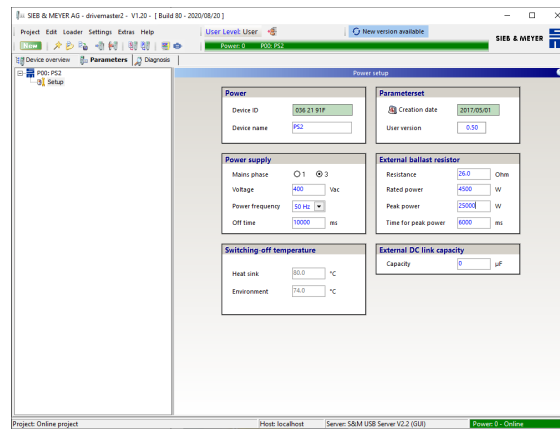


FIGURE C.5 – Réglage des caractéristiques du banc de charge sur le système de freinage

C.3 Visualisation de l'acquisition LabView

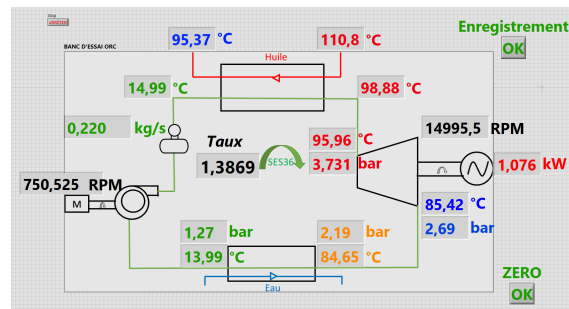


FIGURE C.6 – Affichage numérique du cycle pour contrôle des paramètres

Annexe D

Nomenclature

D.1 Liste des acronymes

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFC	ChloroFluoroCarbures
CFD	Computational Fluid Dynamic
DNS	Direct Numerical Simulation
EOS	Equations Of State
EXPE	Expérience, expérimentation
GWP	Global Warming Potential
GT15	Compresseur automobile utilisé comme turbine
HC	HydroCarbures
HCFC	HydroChloroFluorocarbures
HEOS	Helmholtz Equations Of State
HFC	HydroFluoroCarbures
HFO	HydroFluorOléfine
MF21	Turbine multifluides dimensionnée
ODP	Ozone Depletion Potential
ORC	Organic Rankine Cycle
PFC	PerFluoroCarbones
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RPM	Rotations Par Minute
RTD	Resistance Temperature Detector

D.2 Liste des symboles

C	Vitesse absolue (m/s)
D	Diamètre du rotor
H	Enthalpie
M	Nombre de Mach
N	Vitesse de rotation
P	Pression
R	Rayon du rotor
T	Température
U	Vitesse périphérique
W	Vitesse relative
Z	Facteur de compressibilité
a	Vitesse du son
b	Hauteur des aubes
C_s	Vitesse du jet
\dot{m}	Débit
n_s	Vitesse spécifique
r	Constante du gaz
s	Entropie
Z_r	Nombre d'aubes
ν_s	Rapport de vitesse débitante
\mathcal{P}	Puissance

D.2. LISTE DES SYMBOLES

Indexe

0	Conditions d'arrêt
4	Entrée du rotor
5	Sortie du rotor
<i>a</i>	Composante axiale
<i>élec</i>	Électrique
<i>f</i>	Frottement
<i>h</i>	Moyeu
<i>hyd</i>	Hydraulique
<i>in</i>	Entrée
<i>is</i>	Isentropique
<i>m</i>	Mécanique
<i>opt</i>	Optimal
<i>out</i>	Sortie
<i>r</i>	Composante radiale
<i>rel</i>	Relatif
<i>s</i>	Carter, secondes
<i>t</i>	Turbine
<i>u</i>	Composante tangentielle
<i>vol</i>	Volute
<i>z</i>	Composante axiale
θ	Composante tangentielle

Symboles

α	Angle absolue
β	Angle relatif
γ	Rapport des chaleurs spécifiques
Δ	Ecart
η	Rendement
ρ	Masse volumique
μ	Viscosité dynamique
π	Taux de détente

