

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE

Faculté de génie

Département de génie mécanique

MODÈLE DE PERFORMANCE SYSTÈME DU CYCLE
THERMODYNAMIQUE RÉCUPÉRÉ OPÉRANT AVEC
UNE TURBINE EN CÉRAMIQUE RENVERSÉE

Mémoire de maîtrise

Spécialité: génie mécanique

Nidal KOCHRAD

Jury : Jean-Sébastien PLANTE (directeur)
Mathieu PICARD (codirecteur)
Martin BROUILLETTE
David RANCOURT

À Neji, Halima

Nabila et Aymen.

Ma fabuleuse famille.

RÉSUMÉ

La production d'énergie décentralisée peut réduire à la fois les émissions, le coût énergétique, les pertes de transmission et de distribution associés aux grandes centrales énergétiques. Les microturbines, turbines à gaz inférieures à 1 MW, peuvent se développer dans le marché de la décentralisation à condition d'augmenter significativement leur efficacité. L'approche poursuivie est l'augmentation de la température de combustion de 1200 à 1600K dans un cycle récupéré. Le refroidissement de pales métalliques pour des microturbines récupérées nécessiterait une grande quantité d'air et réduirait l'efficacité. Le passage vers des matériaux réfractaires comme la céramique est nécessaire.

Pour augmenter la fiabilité des turbines en céramique, les pales sont maintenues en compression par une jante en polymère renforcé de fibres de carbone dans un rotor renversé. La protection thermique du plastique est assurée par l'action combinée d'ailettes de refroidissement placées entre les pales et la jante et par un flux d'air froid purgé du compresseur vers les ailettes.

L'étude présentée ici prédit les performances de cycle pour les turbines en céramique renversées. Un modèle numérique est construit à partir du cycle de Brayton dans lequel le bilan thermodynamique pour la turbine inclut les pertes énergétiques associées au concept. Les pertes modélisées sont les pertes de chaleur dans la turbine, la friction aérodynamique du rotor, les fuites d'air et de gaz, le pompage d'air de refroidissement.

Les résultats montrent que l'efficacité du moteur peut atteindre 45% (avec un écart type de 1%), ce qui représente près de 8 points de gain sur les efficacités des microturbines commerciales (tous cycles thermodynamiques confondus). Les pertes associées au concept de turbine renversée ne dépassent pas 15 kW pour un moteur de 240 kW. Le débit d'air pour maintenir la jante à 600 K ne dépasse pas 6% de l'écoulement principal et la jante est soumise à 75% de la tension maximale tolérable par la fibre. Une turbine renversée est donc un concept qui offre le potentiel de révolutionner la production d'énergie distribuée en permettant d'égaliser l'efficacité des génératrices Diesel.

Mots-clés : Distribution décentralisée, microturbines, turbine en céramique, turbine renversée, céramique en compression, performance de cycle, modélisation système

REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier tout d'abord mon directeur de recherche Jean-Sébastien PLANTE de m'avoir proposé le sujet de recherche novateur, stimulant, enrichissant. Merci également pour ses remarques pour l'orientation stratégique du projet.

Un grand remerciement revient à mon codirecteur, Mathieu PICARD, mon mentor tout au long du projet. Il a été présent à chaque étape et a participé à la construction du modèle numérique, objet du présent de travail de maîtrise.

Merci à David RANCOURT, doctorant à Georgia Tech et ancien étudiant du laboratoire, pour son temps passé à m'enseigner les techniques de la conception système.

Je remercie également le professeur Martin BROUILLETTE pour ses questions pertinentes sur le modèle.

Je voudrais remercier les autres étudiants dans le projet, qui par leur expertise individuelle, ont contribué à l'enrichissement du modèle : Nicolas COURTOIS, Miguel CHARETTE, Patrick DUBOIS, Benoit DUPONT, Frédéric EBACHER, Cédéric LANDRY. Leur présence quotidienne fut agréable et source de motivation.

Merci aux ingénieurs de la compagnie Ceragy Inc. et aux professionnels de recherche pour leur assistance technique : Hugo FORTIER-TOPPING, Benoit PICARD, Alexandre LANDRY-BLAIS.

Un merci aux membres du laboratoire CAMUS pour leur aide technique durant ma première année et leur contribution à la vie sociale du groupe.

Je remercie les bibliothécaires des facultés de science et de génie pour leur service remarquable et sans frontière de prêt entre bibliothèques.

Merci au Conseil de recherches en sciences et génie du Canada (CRSNG), aux Fonds québécois de la recherche sur la nature et les technologies (FQRNT) et à la compagnie Ceragy Inc, pour leur support financier.

Je voudrais remercier ma deuxième famille à l'étranger soit mes amis et en particulier les résidents de l'Estudiantine Phase III. Leur présence, leur soutien moral et les nombreuses activités que l'on a pu partager ont contribué à ma joie de vivre.

Enfin, je remercie les membres de ma famille : Neji, Halima, Nabila et Aymen qui ont de proche ou de loin cru en moi et m'ont aidé dans les moments difficiles.

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ	i
REMERCIEMENTS	iii
TABLE DES MATIÈRES	v
LISTE DES FIGURES	ix
LISTE DES TABLEAUX	xiii
CHAPITRE 1 Introduction	1
CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART	5
2.1 Performance des microturbines	5
2.1.1 Efficacité des microturbines	5
2.1.2 Turbines métalliques	8
2.1.3 Turbine en céramique	9
2.2 Turbines en céramique renversées.....	19
2.2.1 Turbine en céramique renversée de la <i>DLR</i>	22
2.2.2 Turbine en céramique renversée de General Electric	27
2.2.3 Performance de cycle	27
CHAPITRE 3 PROBLÉMATIQUE	35
3.1 Objectifs.....	37
3.2 Méthodologie.....	37
CHAPITRE 4 MODÈLE THERMODYNAMIQUE ET PRÉVISION D'EFFICACITÉ ...	39
4.1 Abstract.....	41
4.2 Introduction	42
4.3 Analytical Development	46

4.3.1 Sub-model 1: Compression process	48
4.3.2 Sub-model 2: Cycle pressures losses	49
4.3.3 Sub-model 3: The expansion process sub-model.....	49
4.3.4 Sub-model 4: Heat exchange sub-model.....	54
4.3.5 Sub-model 5: Combustion sub-model.....	54
4.3.6 Sub-model 6: The mechanical losses sub-model	54
4.3.7 Sub-model 7: The target variables	55
4.3.8 Sub-model 8: The constraints.....	56
4.4 Simulation Results.....	58
4.4.1 Model Validation.....	58
4.4.2 Performance Prediction for an ICT-Based Microturbine.....	60
4.5 Summary and Conclusions.....	64
4.6 Acknowledgment	65
CHAPITRE 5 EXPLORATION DE L'ESPACE DE DESIGN.....	67
5.1 Analyse de sensibilité.....	67
5.2 Optimisation du système de refroidissement	70
5.2.1 Problème d'optimisation	70
5.2.2 Profil des pertes énergétiques et efficacité de cycle.....	70
5.3 Performance en fonction de la puissance	73
5.3.1 Efficacité des composantes, non-fonction de la puissance	73
5.3.2 Efficacité des composantes fonction de la puissance.....	74
5.3.3 Efficacité des turbines métalliques en fonction de la puissance	80
CHAPITRE 6 DENSITÉ DE PUISSANCE.....	83

6.1	Modèle de masse simplifié pour une microturbine	83
6.2	Densité de puissance et efficacité de cycle.....	85
CHAPITRE 7	CONCLUSION.....	89
LISTE DES RÉFÉRENCES.....		91

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 La turbine renversée de l'Université de Sherbrooke.....	3
Figure 2.1 Diagramme thermodynamique T-S du cycle de Brayton.....	6
Figure 2.2 Efficacité de cycle (modèle simple) en fonction du de compression.....	7
Figure 2.3 Comparaison des circuits de refroidissement entre les pales de petites turbines et grosses turbines d'avion (adapté de [26]).....	9
Figure 2.4 Turbine radiale en céramique du programme AGT101 mené par Honeywell.....	11
Figure 2.5 Duo densité rotor développé par VW d'après la référence [44]	12
Figure 2.6 Rotor hybride métal-céramique de VW d'après la référence [44]	13
Figure 2.7 Les rotors intégraux en céramique de Daimler-Benz d'après [44]	15
Figure 2.8 Rotor intégral détruit suite à l'impact de <i>FOD</i> d'après [44]	16
Figure 2.9 Le PWT110 de Daimler-Benz d'après [31]	16
Figure 2.10 CGT302 (vue en coupe)	17
Figure 2.11 Écaillage des pales du rotor de CGT302.....	17
Figure 2.12 Dessin du rotor <i>Axial Flow Gas Turbine</i> inventé par Holmquist (vue de côté) d'après [47]	20
Figure 2.13 Dessin du rotor <i>Axial Flow Gas Turbine</i> inventé par Holmquist (vue de face) d'après [47]	20
Figure 2.14 <i>Vaned Rotor</i> de Rodolfo Cerrato d'après [8]	21
Figure 2.15 Rotor, objet de l'invention de Bodman [3]	22
Figure 2.16 Concepts de roue renversée de la DLR : « <i>sliced wheel</i> » à gauche et « <i>closed wheel</i> » à droite d'après [21]	24
Figure 2.17 « <i>Druckbelastetes keramikrad</i> » de la DLR d'après [24]	26
Figure 2.18 Fissure radiale du rotor renversé de la DLR d'après [22].....	26
Figure 2.19 Concept de rotor renversée de General Electric d'après [9]	27

Figure 2.20 Rotor renversé de GE (coupe transversale) avec accentuation sur le phénomène de fuites par les joints d'étanchéité avant et arrière d'après [9].....	30
Figure 2.21 Estimation des fuites du flux chaud vers le flux froid à travers les joints d'étanchéité en fonction du jeu en opération [9]	30
Figure 2.22 Comparaisons des performances entre le rotor renversé et le rotor métallique de base d'après [9]	32
Figure 2.23 Distribution de température dans l'anneau en composite en fonction de l'air de refroidissement et de deux géométries d'ailettes pour la turbine renversée de GE d'après [9] 33	
Figure 4.1 Inside-out Ceramic Turbine (ICT).....	44
Figure 4.2 Microturbine components and station numbering	47
Figure 4.3 Calculation flowchart.....	48
Figure 4.4 The expansion process flowchart.....	49
Figure 4.5 Turbine cross section, radial characteristic dimensions and seal location 1,2,3.....	50
Figure 4.6 Unwrapped blades and cooling system.....	51
Figure 4.7 Rotating seal leakages.....	53
Figure 4.8 Thermal network.....	56
Figure 4.9 Efficiency distribution from the Monte Carlo simulation	62
Figure 4.10 Microturbine thermofluid quantities.....	62
Figure 4.11 Cycle performance and losses impact prediction	64
Figure 5.1 Solution (débit et hauteur de refroidissement) du problème d'optimisation n°1 résolue seulement pour les contraintes	71
Figure 5.2 Pénalité associée au chacune des pertes énergétiques excepté la fuite d'air de refroidissement.....	72
Figure 5.3 Impact sur l'efficacité des fuites d'air de refroidissement	73
Figure 5.4 Efficacité et pénalités en fonction de la puissance de la microturbine	74
Figure 5.5 Efficacité et diamètre des compresseurs centrifuges de petite taille en fonction du débit d'air.....	78

Figure 5.6 Efficacité et pénalité des pertes en fonction de la puissance entre 2kW à 250kW en tenant compte de l'efficacité des composantes	79
Figure 5.7 Efficacité et pénalité des pertes en fonction de la puissance entre 2 et 50kW en tenant compte de l'efficacité des composantes.	79
Figure 5.8 Corrélation pour les pertes par <i>Tip leakage</i> selon [55]	80
Figure 5.9 Efficacités de cycle pour une turbine métallique de 0 à 1 MW	81
Figure 5.10 Efficacités de cycle pour une turbine métallique de 0 à 100 kW	81
Figure 6.1 Carte de l'efficacité et de la densité de puissance à 50kW	86
Figure 6.2 Carte de l'efficacité et de la densité de puissance à 100kW	87
Figure 6.3 Carte de l'efficacité et de la densité de puissance à 200kW	87

LISTE DES TABLEAUX

Table 4.1 Microturbines data (calculated or approximated values are marked with the * symbol)	59
Table 4.2 Model comparison with the data	60
Table 4.3 Uncertain variable selected for Monte Carlo Simulation with their bounds	61
Table 4.4 Wheel preliminary design and rotational speed	63
Tableau 5.1 Variables sélectionnées pour l'analyse de sensibilité.....	67
Tableau 5.2 Variation moyenne de l'efficacité en fonction des variables caractéristiques du cycle	68
Tableau 5.3 Données expérimentales pour les compresseurs centrifuges pour des applications de faible puissance.....	76
Tableau 5.4 Comparaison entre le modèle analytique prédisant l'efficacité à faible puissance et les données expérimentales	77
Tableau 6.1 Données de masse de turbocompresseurs Garrett®	84

CHAPITRE 1 Introduction

La production centralisée à partir de centrales thermiques, hydrauliques ou éoliennes de 10-100 MW crée d'importantes pertes énergétiques lors de la transmission et de la distribution de l'électricité par les lignes hautes tensions vers les consommateurs. La surconsommation d'énergie fossile crée davantage de dioxyde de carbone rejeté vers l'environnement. De plus, certaines centrales fonctionnent seulement lors des pics de consommation et leur temps de réponse à la demande est long. Une alternative intéressante à ce mode de production et de distribution de l'électricité est la distribution décentralisée qui relie plusieurs types de transformateurs de faible puissance (<10 MW) au sein d'un réseau interconnecté près des consommateurs. Les transformateurs sont basés sur des technologies comme les panneaux solaires, les éoliennes, les moteurs à combustion, les piles à combustible.

Les défis qui restent à surmonter pour l'adoption de la distribution décentralisée par la société sont liés au coût, à l'efficacité, à l'autonomie des machines et au contrôle intelligent du réseau. Les piles à combustible sont très efficaces, mais leur coût reste élevé tout comme le solaire [28]. Les moteurs à piston ont fait l'unanimité pour leur fiabilité, leur haute efficacité et leur faible coût de production. Ces moteurs souffrent cependant d'un faible rapport puissance sur masse, ce qui les rend encombrants et nécessitent plusieurs heures de maintenance par année (changement d'huile, etc.). Les émissions polluantes d'oxyde d'azote nécessitent également des catalyseurs coûteux. Par opposition, les microturbines, appellation donnée aux turbines à gaz terrestre de 100 kW à 1MW, sont compactes, moins polluantes et leurs maintenances requises sont cinq à huit fois moins récurrentes que pour les moteurs à piston [64]. L'obstacle à leur adoption réside dans leur faible efficacité de conversion électrique, avec un maximum de 33% pour la meilleure microturbine sur le marché : la Capstone C200 (37.6% en efficacité de cycle) [6]. Les microturbines fonctionnent généralement en cycle récupéré, car le cycle simple conduit à des efficacités de cycle autour de 20% seulement [30]. L'efficacité de cycle augmente avec la température d'entrée turbine (*Turbine Inlet Temperature* ou *TIT*). La température maximale tolérable pour les pales métalliques non refroidies est autour de 1200K. Le refroidissement des pales n'est pas utilisé, car les microturbines fonctionnent en cycle récupéré et l'air de refroidissement qui se mélangerait au gaz réduirait la température du gaz à l'entrée du

récupérateur. L'incorporation de pale en matériaux réfractaires dans la turbine comme des pales en céramique est nécessaire pour augmenter l'efficacité.

À l'inverse du métal, les céramiques ont de faibles propriétés en tension et une faible résistance aux impacts. Ces défauts sont exacerbés dans un rotor de turbine à cause des effets centrifuges, des contraintes de contact entre le moyeu et les pales ainsi que des impacts d'objets étrangers. Ces phénomènes conduisent dans la plupart des cas à la rupture du moteur bien avant la durée de vie désirée, établie autour de 45000 heures pour les microturbines [62]. Pour pallier le problème de tenue mécanique des pales en céramique, l'architecture du rotor de turbine doit être repensée pour assurer un chargement majoritairement en compression des pales, propriété trois à huit fois meilleures pour la céramique que la propriété en tension [9]. La turbine renversée développée par Landry et al., montrée à la Figure 1.1, est un concept favorable pour la céramique [25]. Plusieurs fonctionnalités sont réunies dans ce concept pour assurer un chargement compressif des pales. En rotation, les efforts centrifuges sont repris par un anneau périphérique en composite. Les pales sont décontraintes du moyeu et la fixation est minimale pour assurer la transmission du couple. Le moyeu est flexible pour suivre le déplacement radial imposé par l'anneau et pour être toujours en contact avec les pales. Enfin, des ailettes de refroidissement dans lesquelles circule de l'air froid servent à protéger thermiquement l'anneau en composite de la section chaude.

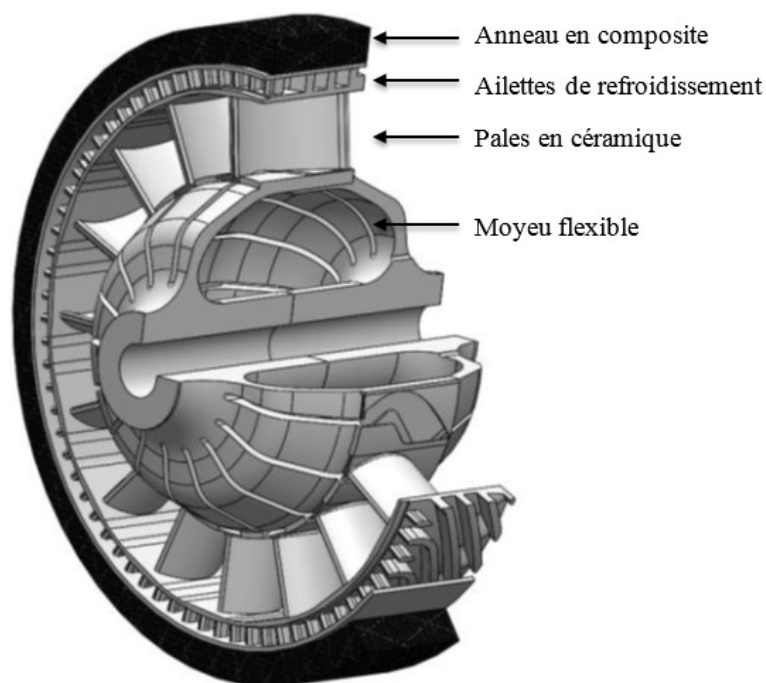


Figure 1.1 La turbine inversée de l'Université de Sherbrooke

Les considérations sur la conception système de microturbines récupérées opérant avec une turbine inversée permettent d'orienter la conception de la turbine vers une microturbine performante. Cependant, ces considérations restent mineures dans la littérature [9,21]. L'étude de cycle réalisée pour une microturbine utilisant une turbine en céramique inversée prédit 40% d'efficacité de cycle si le débit d'air destiné aux canaux de refroidissement reste en dessous de 5% [21]. Cette étude n'est pas complète, car elle n'inclut pas l'ensemble des pertes énergétiques pour la turbine inversée telles que la friction aérodynamique de l'anneau en composite ou les fuites et aucune exploration de l'espace de design offert par une turbine inversée n'a été conduite.

L'objectif de ce travail est donc d'étudier à l'échelle des microturbines (0 à 1 MW), les performances système du cycle récupéré utilisant une turbine en céramique inversée. Un modèle thermodynamique est construit à partir du cycle récupéré de Brayton, modèle théorique décrivant le fonctionnement des turbines à gaz. Le cycle incorpore une combustion complète, des propriétés de gaz variables, les pertes de chaleur vers l'environnement et les pertes de transmission mécaniques. Pour la composante turbine, les pertes énergétiques liées au concept

ont été identifiées et modélisées pour être incluses dans le bilan du cycle. L'efficacité isentropique de la turbine est reprise des efficacités des turbines axiales de même puissance sans les pertes de bout de pales et avec un diffuseur. Les phénomènes de pertes suivants ont été pris en compte : (1) la friction aérodynamique combinée du moyeu et de l'anneau (2) le pompage d'air comprimé nécessaire vers les ailettes et vers la cavité formée par le stator et le rotor (3) l'échange de chaleur depuis le gaz en expansion vers l'air de refroidissement et le moyeu (4) les fuites entre les différents écoulements à travers les joints. La validation du modèle de cycle est effectuée sur les données de trois microturbines.

Le modèle est le premier outil de modélisation du cycle récupéré intégrant une turbine en céramique renversée. Les calculs prédisent des efficacités de cycle de l'ordre de 45%, des valeurs très proches des génératrices Diesel et près de 20% supérieures à celles des microturbines actuelles (Capstone réalise 37.6% d'efficacité de cycle). Les pertes liées au concept renversé réduisent de 4 points l'efficacité attendue par l'augmentation de la température d'entrée turbine alors qu'un rotor non renversé réduirait de 2 points l'efficacité à cause des fuites de bout de pales. Les 4 points de pertes d'efficacité représentent moins de 15kW de pertes pour une machine délivrant une puissance nette de 240kW. Les pertes dominantes sont dans l'ordre : les fuites d'air de refroidissement vers le gaz, la friction de l'anneau en composite, et le pompage d'un débit suffisant d'air de refroidissement.

La première partie de ce mémoire revoit les acquis sur les microturbines et leur performance ainsi que les performances de cycle pour les turbines renversées. La deuxième partie a fait l'objet d'un article et est consacrée principalement au développement du modèle thermodynamique et au design préliminaire d'un moteur de 240kW. La troisième partie est une étude de l'espace de design offert par la turbine renversée. En dernière partie, la densité de puissance et le coût de la microturbine sont étudiés.

CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART

Pour prédire les performances de cycle des turbines renversées, il faut d'abord bien comprendre le cycle de Brayton qui modélise le fonctionnement d'une turbine à gaz. Par ce modèle, les limites des microturbines métalliques sont démontrées. La tentative de transition vers des turbines en céramique est ensuite montrée à travers plusieurs essais et expériences réalisés par le passé. Enfin, les turbines renversées en céramique sont présentées à travers plusieurs concepts ainsi que les études de cycle préliminaires réalisées.

2.1 Performance des microturbines

Les microturbines sont des turbines à gaz de 100kW à 1MW. Elles fonctionnent pour la plupart avec un échangeur de chaleur, car le cycle simple a une efficacité de cycle limitée à 20% pour cette échelle [30]. L'échangeur de chaleur est placé entre le compresseur et la chambre de combustion. Son rôle est de permettre le transfert de chaleur des gaz d'échappement vers l'air comprimé. L'air est ainsi préchauffé avant d'entrer dans la chambre de combustion ce qui diminue la consommation de carburant requis pour atteindre un *TIT* donné. Le fonctionnement de ces machines est décrit par le cycle thermodynamique récupéré de Brayton représenté par le diagramme T-S de la Figure 2.1. L'air est comprimé de 1 à 2, ensuite préchauffé dans l'échangeur de chaleur de 2 à 3. En 3, l'air est mélangé avec le carburant dans la chambre de combustion puis amené à haute température au point 4. De 4 à 5, le mélange est détendu dans une turbine qui récupère l'énergie des gaz sous forme de travail mécanique à l'arbre. Les gaz issus de la turbine passent dans l'échangeur de chaleur et sont refroidis durant l'étape 5-6. Le travail disponible permet d'alimenter en puissance le compresseur et de fournir une puissance de rotation qui peut être transformée en électricité par une génératrice.

2.1.1 Efficacité des microturbines

Un indicateur de performance important pour un moteur à combustion est son efficacité de cycle définie par le rapport entre la puissance nette récupérée à l'arbre sur l'énergie du carburant ajouté. En posant des efficacités isentropiques pour le compresseur et la turbine (η_c et η_t), une efficacité de l'échangeur de chaleur (ϵ_{HE}), une efficacité mécanique (η_m), un modèle analytique de premier ordre pour l'efficacité de cycle est donné par l'équation 2.1:

$$\eta_{cycle} = \frac{\eta_t TIT \left(1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) - \frac{T_a}{\eta_c \eta_m} (r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{TIT \left(1 - \epsilon_{HE} + \eta_t \epsilon_{HE} \left(1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)\right) - T_a \left(1 - \epsilon_{HE} + (1 - \epsilon_{HE}) \frac{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c}\right)} \quad (2.1)$$

où TIT est la température d'entrée turbine (*Turbine Inlet Temperature*), r_p est le rapport de pression, γ est le rapport des chaleurs spécifiques et T_a est la température de l'air à l'entrée du compresseur. Ce modèle assume une seule chaleur spécifique le long du cycle et calcule la chaleur ajoutée au système par le changement d'enthalpie du mélange. À partir de ce modèle simple, les courbes d'efficacité de cycle en fonction du rapport de pression peuvent être tracées pour plusieurs valeurs de température d'entrée turbine. Le modèle néglige les pertes de charge dans les composants. Des valeurs standards retrouvées chez les fabricants de microturbines sont utilisées pour les efficacités des composantes à savoir des efficacités isentropiques de 85% et 88% pour le compresseur et la turbine, et 99% pour l'efficacité mécanique. La Figure 2.2 est le tracé de l'efficacité de cycle en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs de TIT et de ϵ_{HE} . L'efficacité limite pour un moteur, soit l'efficacité de Carnot, est superposée sur le graphe pour un TIT de 1200K et un TIT de 1600K.

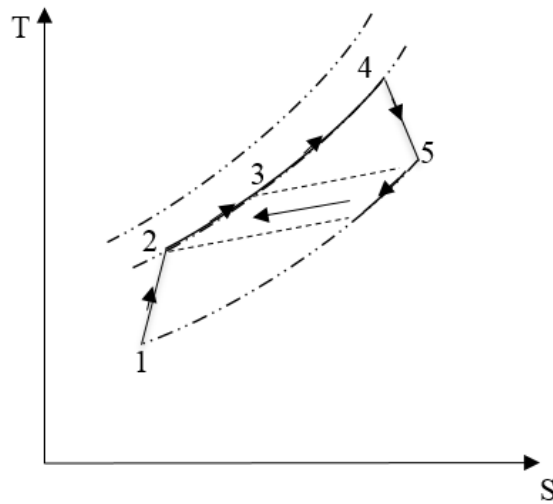


Figure 2.1 Diagramme thermodynamique T-S du cycle de Brayton

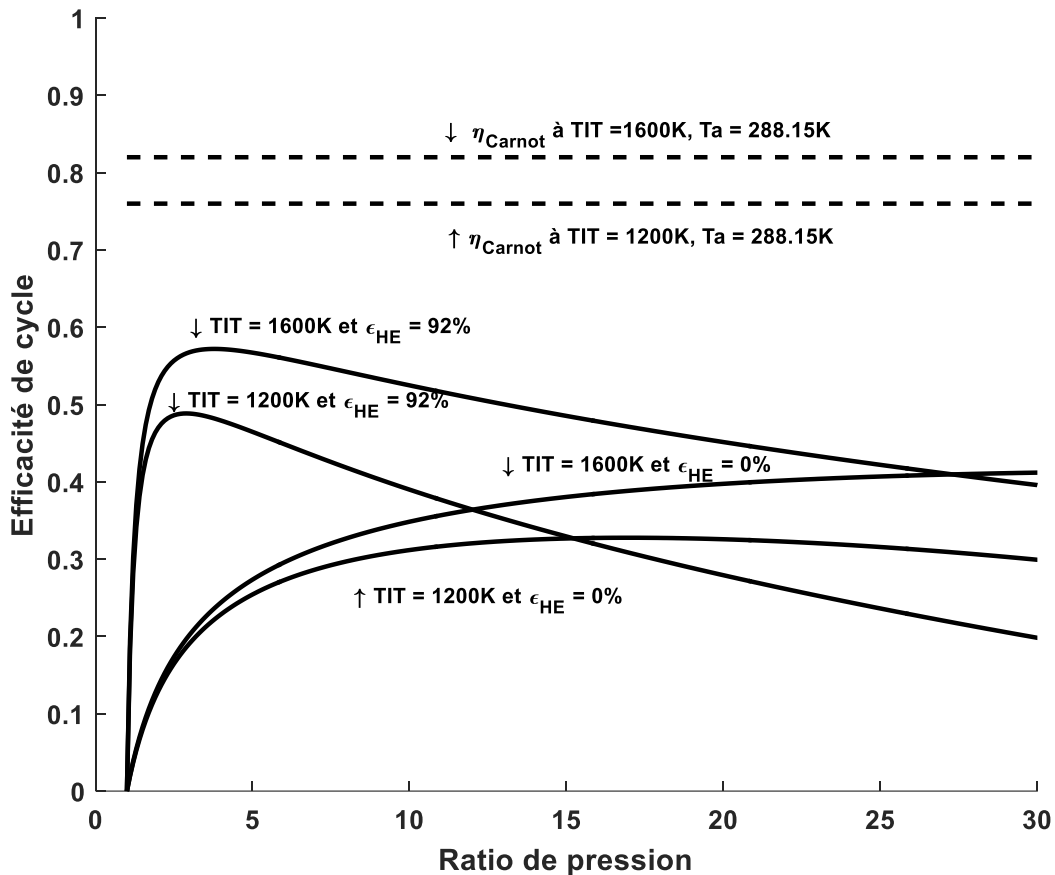


Figure 2.2 Efficacité de cycle (modèle simple) en fonction du de compression

La Figure 2.2 montre que l'efficacité du cycle récupéré ($\epsilon_{HE} = 92\%$) présente un optimum en fonction du rapport de pression. Le rapport de pression optimal augmente avec le TIT . L'optimum est situé autour de 3 pour TIT égale à 1200K et autour de 3.8 pour TIT égale à 1600K. De plus le gain apporté par l'ajout d'un échangeur de chaleur est significatif surtout à faible rapport de pression. Les microturbin fonctionnent avec 1 ou 2 étages de compresseurs centrifuges pour des raisons de coût et le rapport de pression est généralement en dessous de 5. Les turbomachines radiales sont privilégiées sur les turbomachines axiales pour la simplicité, les meilleures efficacités, le moindre coût et les plus hauts rapports de pression par étage [40]. L'utilisation d'un échangeur de chaleur est justifiée à faible rapport de pression s'il n'y a pas de contrainte de volume. Le cycle récupéré est plus sensible au TIT que le cycle simple. Le passage

d'un TIT de 1200K à 1600K augmente l'efficacité de cycle d'environ 8 points pour le cycle récupéré alors que le gain est de 1 point pour le cycle simple.

2.1.2 Turbines métalliques

La limite théorique de TIT pour les microturbines métalliques est de 1373K en supposant l'utilisation de superalliages, comme l'Inconel, pour la turbine et le récupérateur [30]. Selon la même référence, l'efficacité électrique maximale prédite serait de 35% à 1373K. Pour des raisons de coût, le métal utilisé dans les microturbines commercialisées est plutôt de l'acier 347 dont la température limite est de 1230K ce qui limite l'efficacité électrique des microturbines actuelles à 33% pour la meilleure d'entre elles (sans distinction entre le cycle simple et le cycle récupéré) [6].

À haute puissance et pour un cycle de Brayton simple, la limite en température des pales métalliques est repoussée par l'ajout de circuits de refroidissement complexes. Pour les microturbines, cette option est fondamentalement limitée par l'utilisation d'un cycle de Brayton récupéré : le mélange de l'air de refroidissement et du gaz réduit la température en entrée de récupérateur et donc la chaleur récupérée. Les circuits de refroidissement pour des petites turbines ont été développés durant les années 70 pour des moteurs d'avion militaires et sont en production aujourd'hui pour des moteurs commerciaux [2]. Le débit de refroidissement requis par ces circuits représente environ 8% de l'air principal [1]. Ceci pour un air de refroidissement de 685K et un TIT de 1644K. Si ces systèmes venaient à être utilisés pour les microturbines récupérées, le gain en efficacité par l'augmentation du TIT serait en majeure partie contrebalancé par le refroidissement de la température en entrée de récupérateur. En augmentant la puissance pour un cycle récupéré, le débit de refroidissement diminue aux alentours de 4% pour les mêmes conditions d'opération, comme le montre le moteur de 4.6 MW dans la référence [27].

La taille des pales pour les petites turbines permet d'expliquer que les systèmes de refroidissement sont moins efficaces qu'à haute puissance. Deux pales issues de turboréacteurs d'avions de puissances respectives de 1MW et de 5MW sont montrées à la Figure 2.3 accompagnée d'une pièce de 5 centimes de dollar. L'image montre des circuits complexes comprenant des serpentins, des générateurs de turbulence, le refroidissement du bord de fuite

pour la turbine de haute puissance alors que la petite turbine incorpore seulement un passage radial.

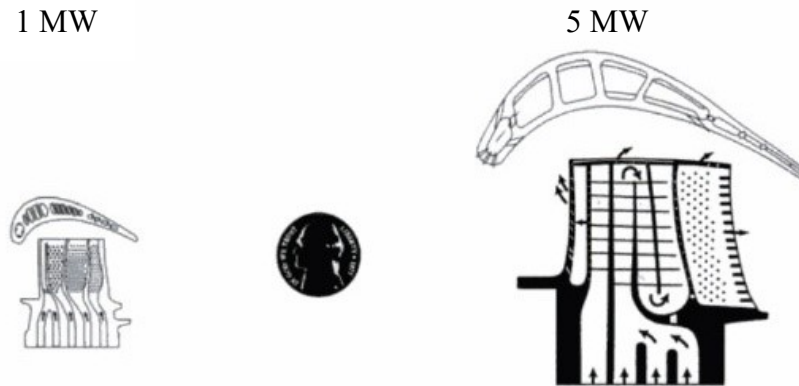


Figure 2.3 Comparaison des circuits de refroidissement entre les pales de petites turbines et grosses turbines d'avion (adapté de [26])

2.1.3 Turbine en céramique

Le passage à des matériaux réfractaires comme la céramique est nécessaire pour les composants chauds à savoir la chambre de combustion, la turbine et l'échangeur de chaleur pour permettre l'augmentation du *TIT*. La turbine en céramique présente cependant, davantage de défi que les éléments statiques à cause des efforts thermiques et centrifuges combinés. Depuis les années 60 jusqu'à la fin des années 90, les constructeurs automobiles et les fabricants de turbines à gaz, principalement aux États-Unis, en Allemagne et au Japon, ont tenté d'amener à maturité la turbine en céramique. Le seul véritable succès obtenu fut la commercialisation entre 1985 et 1995 de turbocompresseurs pour l'automobile à partir des travaux fructueux des constructeurs japonais sur les turbines en céramique radiales [20]. Les paragraphes qui suivent montrent les tests majeurs de turbine en céramique réalisés à l'échelle des petites turbines à gaz et les leçons tirées.

Turbines radiales

La turbine radiale est un choix privilégié pour les petites turbines à gaz métallique à cause sa simplicité, son coût, ses meilleures performances, les plus hauts rapports de pression atteints comparativement aux turbines axiales [40]. La turbine radiale a donc été sujette au passage vers la céramique. Elle est produite principalement à partir du moulage par injection ou coulage en

barbotine de nitrure de silicium (Si_3N_4) ou de carbure de silicium (SiC). Les programmes de développement principaux sont les programmes AGT conduits entre 1979 et 1987 par Honeywell (anciennement Garrett) et Rolls-Royce (anciennement Allison) aux É.-U. ainsi que le programme *100 kW automotive Ceramic Gas Turbine (CGT)*, mené par les constructeurs japonais Mitsubishi, Nissan et Toyota [4,32,45,57,60]. La turbine radiale en céramique construite pour le moteur de Honeywell AGT101 est montrée à la Figure 2.4.

L'AGT100 construit par Rolls-Royce a deux étages de turbines radiales en céramique : une turbine entraînant le compresseur (*gasifier turbine*) et une turbine de puissance (*power turbine*) [45,60]. La vitesse nominale de rotation pour le *gasifier* est de 86000 RPM correspondant à 508 m/s en vitesse de bout de pale. Le *gasifier* a cumulé 100 heures de test à une vitesse de rotation maximale de 70 kRPM et un *TIT* maximum de 1353K. L'AGT101 de Honeywell a un seul étage de compression et de détente [4,45,57]. La vitesse de rotation nominale de 100 kRPM correspondant à une vitesse en bout de pale de 701 m/s a été atteinte. La turbine a atteint 85 heures d'opération avec des *TIT* 1366K et 1477K. Au Japon, le CGT100 a atteint 35.6% d'efficacité de cycle avec un *TIT* de 1623K [32,45]. L'efficacité de cycle visée de 40% n'a pas été atteinte à cause en partie de pertes de chaleur importantes du moteur vers l'environnement.

Plusieurs difficultés ont été rencontrées pour les turbines radiales en céramique. Le procédé de fabrication ne permet pas d'avoir des tolérances de fabrication et des finis de surface raisonnables pour les pales réduisant ainsi les performances aérodynamiques. Les pales sont excitées par les vibrations créées par l'écoulement sortant du stator et brisent au rayon extérieur. Ceci est dû au faible coefficient d'amortissement de la céramique par rapport au métal. Enfin, la turbine radiale en céramique est très sensible au *FOD (Foreign Object Damage)*.

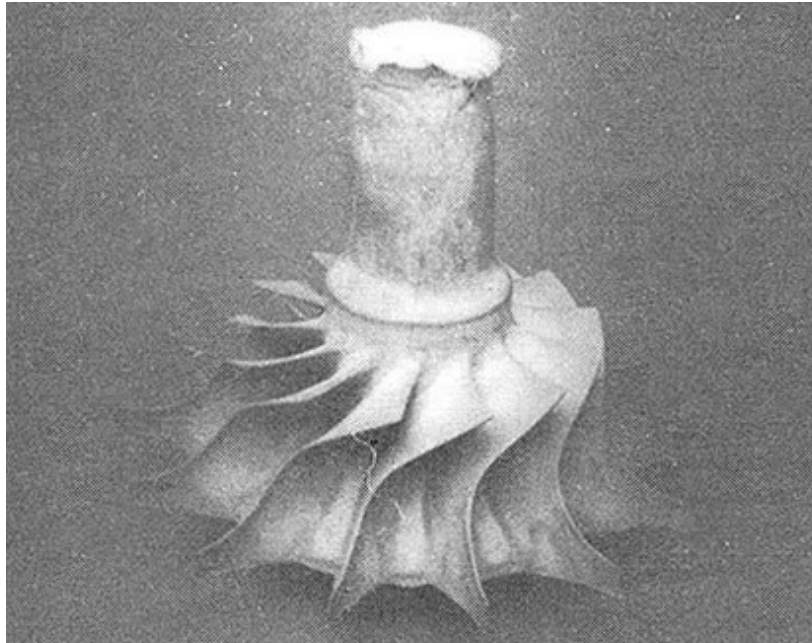


Figure 2.4 Turbine radiale en céramique du programme AGT101 mené par Honeywell

Turbine axiale

L'autre variante de turbine, la turbine axiale a connu plusieurs essais expérimentaux durant la deuxième moitié du 20^e siècle. Plusieurs architectures de rotor ont été fabriquées et testées : le *duo density ceramic rotor*, le rotor hybride métal céramique et le rotor intégral en céramique.

Duo density ceramic rotor

Ce rotor est composé d'un moyeu et de pales, tous deux faits en céramique, mais avec des procédés de fabrication différents. Le moyeu est généralement fabriqué de nitrure de silicium pressé à chaud (*HPSN : Hot Pressed Silicon Nitride*) puis usiné. Ce procédé confère à la céramique une bonne résistance mécanique, nécessaire pour le moyeu qui subit des contraintes élevées. Cependant, c'est un procédé coûteux à cause de l'usinage qui nécessite des outils au diamant. Il n'est pas adapté à des formes complexes comme les pales. Ces dernières sont généralement fabriquées à partir de nitrure de silicium collé par réaction (*RBSN : Reaction Bonded Silicon Nitride*). Le *RBSN* peut être mis en forme facilement par moulage par injection. Les pales peuvent être aussi fabriquées à partir d'*HPSN*. Le moyeu et l'anneau de pales sont ensuite ajustés ensemble. Le *duo density rotor* est un concept intéressant financièrement.

Le développement de ce type de rotor a été mené en Allemagne et aux États-Unis par les constructeurs automobiles Volkswagen (VW) et Ford durant les années 70 [45]. Un exemple montrant l'évolution de la construction du rotor est montré à la Figure 2.5. Le premier disque à gauche est le moyeu pressé à chaud. À sa droite, un anneau est ajusté sur moyeu. De gauche à droite, la figure représente un moyeu, un moyeu avec un anneau, un moyeu avec des fentes et enfin le rotor aubagés.

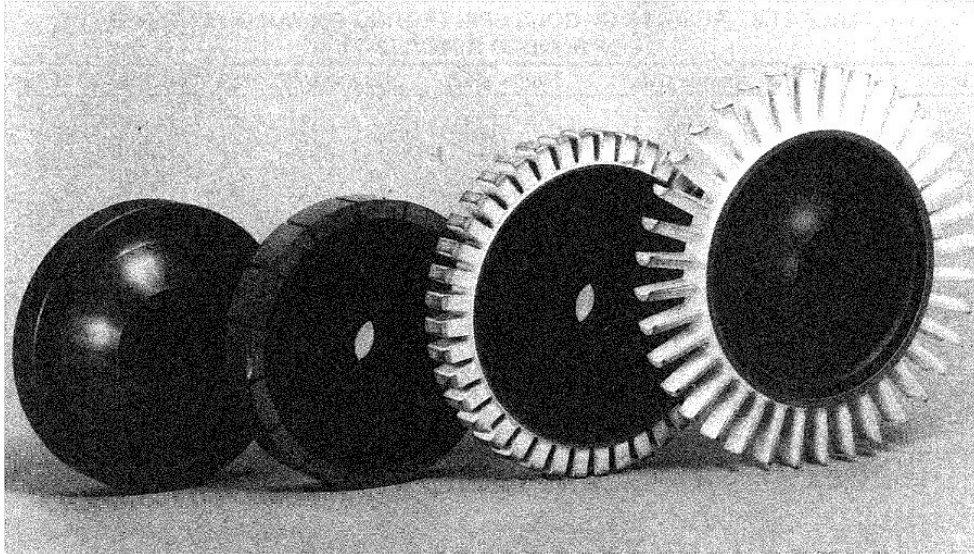


Figure 2.5 Duo densité rotor développé par VW d'après la référence [44]

La vitesse de rotation nominale requise pour l'application automobile chez VW a été fixée à 55000 RPM correspondant à 377 m/s en vitesse de bout de pale. Les essais par VW ont été réalisés à froid et à chaud atteignant en moyenne respectivement 27500 RPM (189 m/s en vitesse de bout de pale) et 15000 RPM (103 m/s en vitesse de bout de pale). Ford a connu plus de succès pour le rotor *Duo Density* dans le cadre du programme *820 engine* [18]. 200 heures de tests ont été cumulées à des vitesses de rotation de 55000 RPM et à des températures aux pales proches de 1470K (avec moyeu refroidi). 37 heures ont été cumulées à des températures proches de 1640K sans moyeu refroidi. Les divers tests ont montré cependant une faiblesse mécanique au niveau de la jointure entre les pales et le moyeu qui conduisirent à la rupture des prototypes. De plus, la liaison entre le moyeu en céramique et l'arbre métallique est problématique à cause des différents coefficients d'expansion thermique. Lors des essais de Ford, l'accouplement a cédé à plusieurs reprises.

Rotor hybride métal céramique

Le rotor hybride consiste d'un moyeu conventionnel en métal et de pales en céramique insérées en queue d'aronde comme le montre la Figure 2.6. Ce concept hérite de l'expérience acquise pour les turbines métalliques en ce qui concerne la fabrication du moyeu, la forme des insertions, l'accouplement du moyeu et de l'arbre. Ce concept a été poursuivi de façon importante par Honeywell (anciennement Garrett) aux États-Unis [38] et par VW ainsi que Motoren Turbinen Union (MTU) en Allemagne dans les années 70 [44]. Les pales peuvent être fabriquées à partir de *RBSN* ou de *HPSN*. VW s'est concentré sur le procédé *RBSN* pour des raisons de coût, car l'application visée est l'automobile alors que MTU visait des moteurs de camions et leur choix s'est tourné vers le procédé HPSN pour des raisons de fiabilité et de performance. Les essais de MTU ont cependant montré que les pales en HPSN avaient de meilleures chances de succès que les pales en RBSN à cause d'une résistance mécanique supérieure.

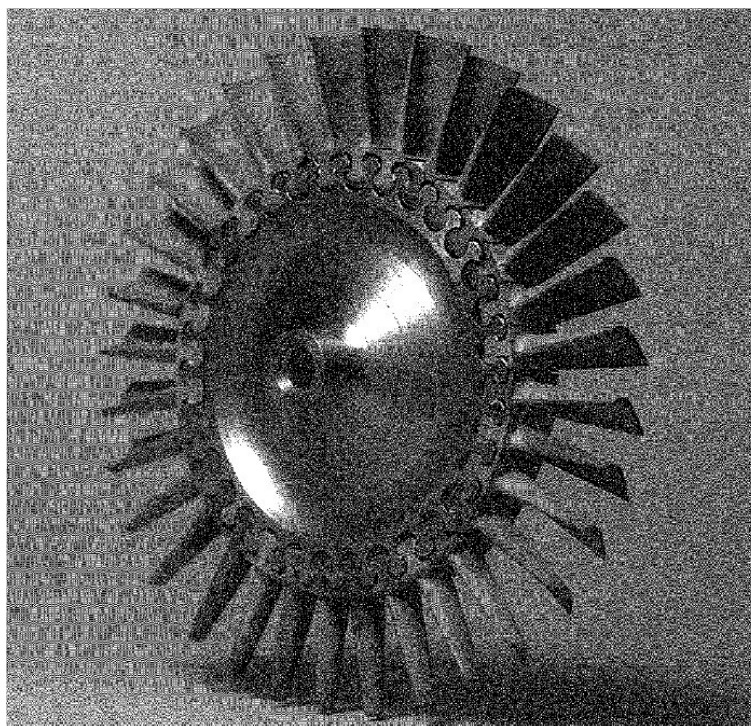


Figure 2.6 Rotor hybride métal-céramique de VW d'après la référence [44]

Honeywell a conduit deux programmes de 1976 à 1982 pour développer une turbine en céramique : « *The Ceramic Gas Turbine Engine Demonstration Program* » et « *The Ceramic Components for Turbine Engines Program* » [45]. Le premier programme était une modification

du turbopropulseur T76 de Honeywell pour augmenter le *TIT* à 1644K et atteindre une meilleure efficacité [38]. Initialement, le T76 avait une puissance 533kW et une efficacité de cycle de 23%. En remplaçant les matériaux dans la chambre de combustion ainsi que dans les turbines par de la céramique et ainsi augmenter le *TIT*, l'objectif était de gagner 3 points en efficacité et de passer à une puissance nette de 746kW. Les pales ont été fabriquées de *HPSN* et des couches souples ont été placées à l'interface entre les pales et le moyeu pour amoindrir les contraintes. Deux cycles de 7.5 heures ont été réalisés avec un *TIT* moyen de 1488K et un *TIT* maximum de 1655K et ont démontré une réduction significative de la consommation de carburant.

Cependant, le design n'a pas été jugé fiable, car la répétabilité n'a pas été obtenue. Plusieurs ruptures du moteur ont été constatées à différentes valeurs de vitesse de rotation. Des analyses de modes de fractures ont montré que la rupture a lieu presque toujours à l'interface de contact entre les pales et le moyeu, zone de fortes contraintes.

Du côté allemand, VW et MTU étaient parvenus à la même conclusion. Le design nominal du rotor chez VW était de 64 000 RPM (382 m/s de vitesse en bout de pale) et chez MTU était de 50 000 RPM (387 m/s). VW a réussi 18h de test de rotation à chaud à 1300K (320 m/s en vitesse de bout de pale) avant la rupture du rotor en utilisant des pales en *RBSN* et des couches souples à l'interface. Le requis de 25 heures n'a pas été atteint. MTU a réalisé des tests de rotation à chaud et à froid avec des pales en *HPSN* atteignant les objectifs de 40000 RPM (310 m/s) et 60000 RPM (464 m/s) respectivement. En revanche, les tests d'endurance ont montré des temps avant rupture très erratiques (entre 55 minutes et 79 heures).

Le rotor intégral en céramique (ou blisk design)

Ce rotor est celui qui a montré le plus de potentiel de réussite. Il est fabriqué à partir d'un disque fait de *HPSN* puis usiné comme montré à la Figure 2.7. À l'exception que l'accouplement de l'arbre et du moyeu reste problématique, il n'y a plus de problème relevant de la fixation des pales sur le moyeu. À cause de son coût de fabrication, ce concept a très peu attiré les constructeurs à l'exception de Daimler-Benz (DB) qui a amené ce concept jusqu'à l'ultime preuve de démonstration : la preuve sur route [44]. DB désirait remplacer le moteur à piston par la turbine à gaz en céramique dans ses voitures pour réduire les émissions polluantes et réduire la consommation de carburant.

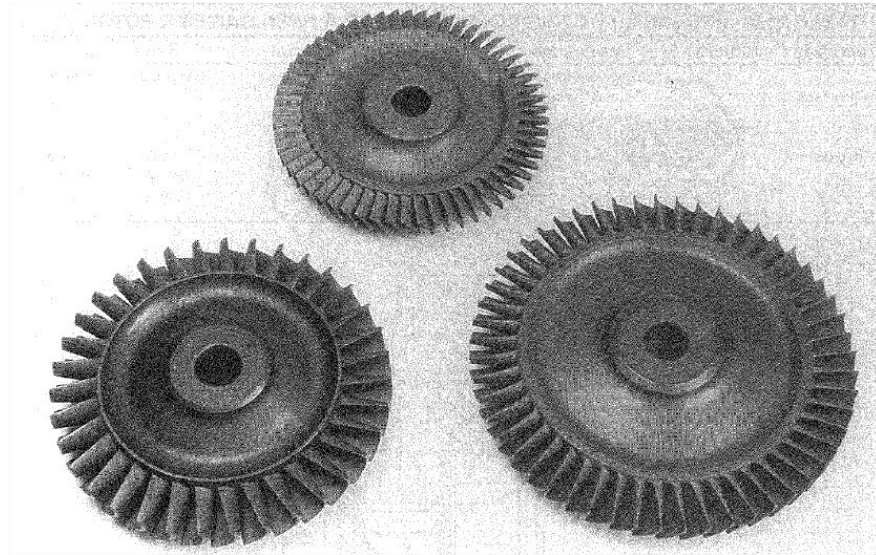


Figure 2.7 Les rotors intégraux en céramique de Daimler-Benz d'après [44]

Le développement du rotor intégral chez Daimler-Benz s'est fait durant deux programmes : le programme BMFT et le programme «Car 2000». À la fin du programme BMFT, le temps cumulé de test tous rotors confondus a atteint 484 heures. Un rotor a tourné pendant 70 heures dont 10 heures à la vitesse requise de 60000 RPM (283 m/s en vitesse de bout de pale) et à 1523K. Cependant, les objectifs de 50 heures avec un *TIT* de 1623 K et une vitesse de rotation de 60000 RPM n'ont pas été atteints. En 1978, Daimler a décidé de développer des rotors pour une turbine à gaz de 110kW opérant à 1623K (le PWT110). Ce moteur est de type récupéré et comprend une turbine pour le compresseur et une turbine libre fournissant la puissance. Durant les tests à chaud en banc d'essai, les FOD ont posé un problème important. Les particules se détachant de la chambre de combustion viennent impacter les pales du rotor et causent la rupture du moteur. Un rotor détruit est montré à la Figure 2.8. Toutefois, en 1990, une Mercedes-Benz W124 a parcouru 600km motorisés par le PWT110 (montré à la Figure 2.9) de Stuttgart à Bruxelles. À la fin du programme CAR200, les tests de rotor en *HPSN* ont totalisé 500 heures.

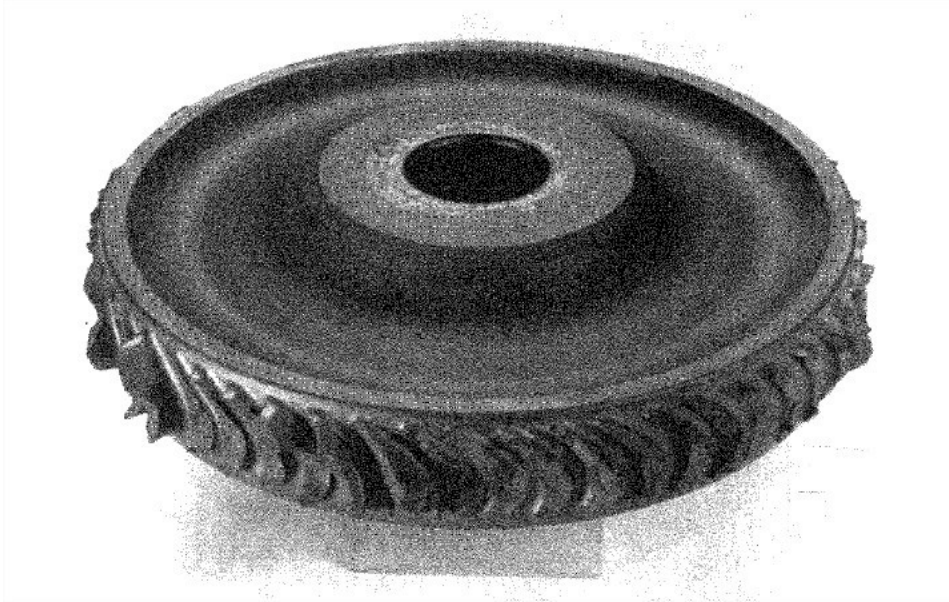


Figure 2.8 Rotor intégral détruit suite à l'impact de *FOD* d'après [44]



Figure 2.9 Le PWT110 de Daimler-Benz d'après [31]

Plus récemment, de 1990 à 2000, et poursuivant le succès partiel des Allemands, *KHI* (*Kawasaki Heavy Industries*) commandité par le gouvernement japonais durant le programme CGT302 (*Ceramic Gas Turbine*), a développé des rotors de type intégrales en céramique. L'application

visait les microturbinés pour la cogénération de puissance. Le moteur CGT302, montré à la Figure 2.10, est récupéré avec deux turbines comme pour le PWT110. Les essais expérimentaux ont permis d'atteindre un pic d'efficacité de cycle de 42.5% avec un TIT de 1670K pour une puissance nette de 322kW. Ce chiffre d'efficacité constitue le maximum d'efficacité de cycle atteint expérimentalement pour les microturbinés, mais la durée de fonctionnement requise de 40 000 heures pour une commercialisation, n'a pas obtenue. Le CGT302 a accumulé plus de 2000 heures de fonctionnement à 1473K. Cependant, les mêmes problèmes rencontrés par Daimler ont été constatés par *KHI*, à savoir une sensibilité du rotor aux impacts d'objets étrangers. L'impact de particules cause l'écaillage des pales au niveau du bord d'attaque comme le montre la Figure 2.11. Malgré le temps de fonctionnement cumulé de 2000 heures, le rotor intégral est loin de remplir les requis de temps de fonctionnement pour les microturbinés qui est de 40 000 heures [62].

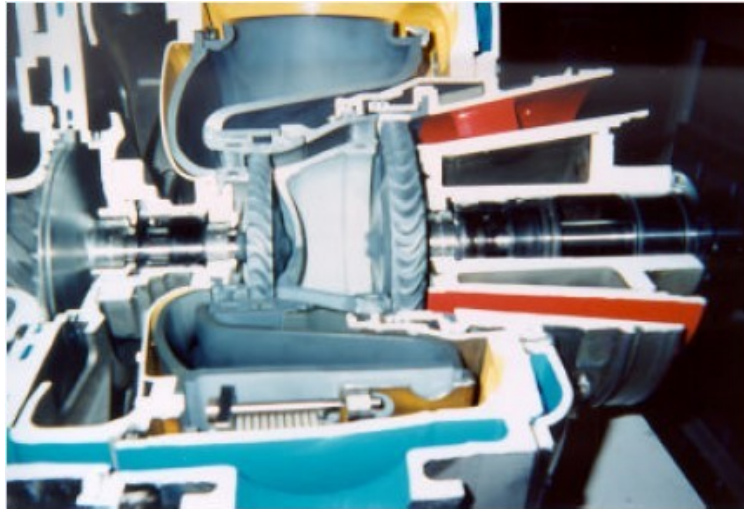


Figure 2.10 CGT302 (vue en coupe)

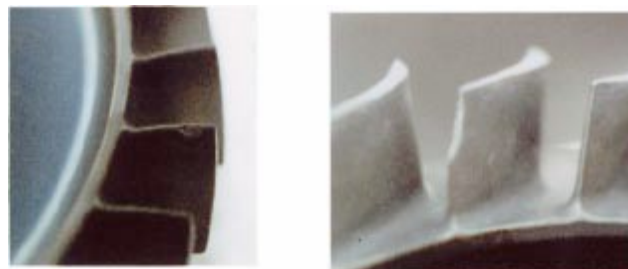


Figure 2.11 Écaillage des pales du rotor de CGT302

Résumé des acquis sur les turbines en céramique

Parmi les essais de rotors en céramique réalisés entre les années 70 et 2000 aux États-Unis, en Allemagne et au Japon, on peut retenir 3 programmes qui ont démontré le fonctionnement d'une turbine en céramique dans une petite turbine à gaz :

- Le PWT110 de Daimler, développé entre 1974 et 1982, incluant une turbine axiale à rotor intégral en céramique, a servi à propulser une voiture durant 600 km. Il a en outre fonctionné à 1623K de *TIT*. Le temps de fonctionnement cumulé est de 500 heures entre les bancs d'essai, les tests en voiture et sur route. Aucun chiffre d'efficacité n'a été reporté.
- Le CGT100, mené par un consortium de constructeur japonais entre 1990 et 1997, qui a atteint 35.6% d'efficacité de cycle pour une puissance de 92.3 kW à un *TIT* de 1623K avec une turbine radiale [32]
- Le CGT302, par *KHI*, qui a démontré le plus haut chiffre d'efficacité de cycle, soit 42.5% pour 322kW et à 1670K avec une turbine en céramique axiale de type intégral. 2000 heures de fonctionnement ont été accumulées au-dessus de 1473K.

En ce qui concerne la durabilité des rotors, le rotor *duo density* présente un point faible au niveau de joint qui relie les pales au moyeu conduisant à la rupture du rotor avant la vitesse de rotation visée. L'accouplement entre un moyeu en céramique et l'arbre métallique est aussi problématique. Le rotor hybride métal-céramique avec insertion des pales en queue de poisson présente également un problème à cause des fortes concentrations de contraintes à l'interface de contact. Le rotor ayant montré le plus de chance de réussite est le rotor intégral fait d'*HPSN*. Cependant, le requis de durabilité n'a pas été rempli, car le rotor est très sensible aux impacts de *FOD*. Le rotor radial est sensible aux *FOD* également.

Toutes ces expériences mènent à croire que les concepts de rotor adaptés au métal, où le moyeu et les pales sont contraints en tension, ne sont pas transposables à de la céramique. Intrinsèquement, la céramique a de faibles propriétés de résistance en tension. De plus, au-delà de la contrainte maximale, la céramique ne se déforme pas plastiquement. Au lieu de cela, elle brise ce qui fait d'elle un matériau cassant. Ces deux propriétés la rendent très peu résistante à l'absorption de chocs et à la propagation de fissures. Ces deux dernières caractéristiques sont

bien représentées par la ténacité, grandeur exprimée en unité métrique en $\text{Pa}\sqrt{\text{m}}$. Pour comparaison, les céramiques monolithiques ont une ténacité de 5 à 9 $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$, les *CMCs* (*Ceramic Matrix Composites*) développés pendant les années 90 ont une ténacité d'environ 20 $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ alors que la ténacité pour les alliages de métaux peut aller de 35 à 65 $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ [46]. Les *CMCs* ont de meilleures propriétés de ténacité, mais leur résistance en tension (100 à 200 MPa) n'est pas suffisante pour les requis des composants en rotation comme un rotor de turbine. Les *CMCs* sont limités aux composants stationnaires ou au rotor de grosses turbines à gaz où les requis de résistances en tension sont plus faibles que les petites turbines à gaz (70-100 MPa contre 200-300 MPa) [46]. Récemment General Electric a fait tourner des pales en *CMCs* pour la turbine basse pression du moteur F414 [61].

La céramique a, en revanche, des propriétés en compression 3 à 8 fois supérieures que les propriétés en tension [51]. Les turbines renversées en céramique assurent un chargement compressif des pales et sont présentées au prochain paragraphe.

2.2 Turbines en céramique renversées

Des rotors assurant un chargement majoritairement compressif des pales en céramique ont fait l'objet de plusieurs brevets dès les années 1950. Deux dessins du brevet *US3042366* déposé par Holmquist en 1962 [47] sont montrés à la Figure 2.13. La principale caractéristique d'un tel rotor est que le moyeu et les pales sont chargés en compression, grâce à un anneau extérieur à la périphérie des pales qui reprend les efforts centrifuges. Dans le concept de Holmquist, les pales sont en alumines (Al_2O_3) et sont soutenues par une tige en nitrure de silicium (Si_3N_4). Elles sont tenues en place sur le moyeu par un assemblage serré de deux disques. Les efforts centrifuges sont repris par un anneau métallique pourvu d'ailettes (*cooling flanges*) pour évacuer la chaleur dû à la friction aérodynamique.

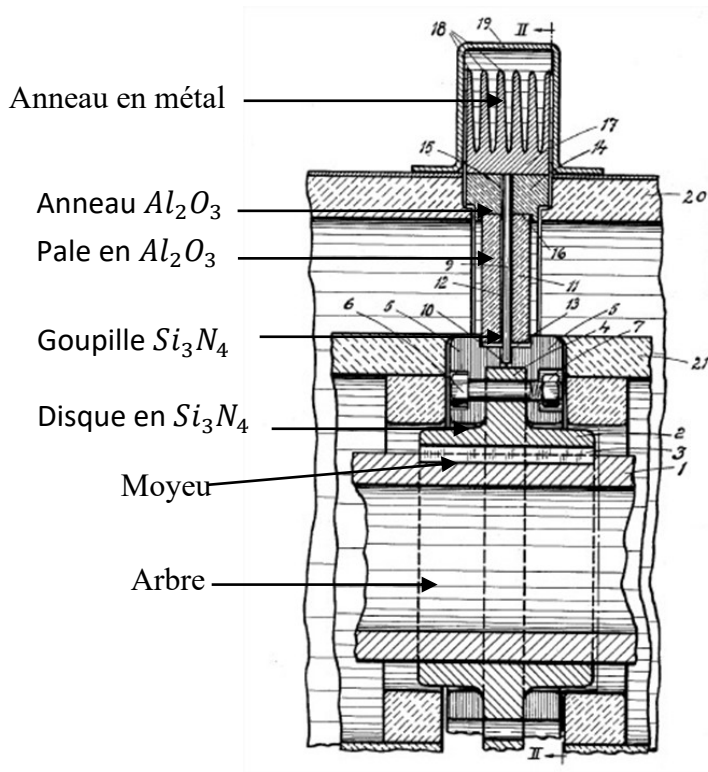


Figure 2.12 Dessin du rotor *Axial Flow Gas Turbine* inventé par Holmquist (vue de côté)
d'après [47]

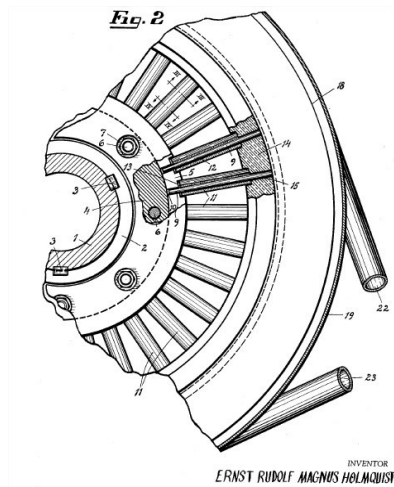


Figure 2.13 Dessin du rotor *Axial Flow Gas Turbine* inventé par Holmquist (vue de face)
d'après [47]

D'autres brevets dont le concept principal permet d'assurer un chargement en compression des pales en céramique ont suivi comme le brevet de Rodolfo Cerrato (Fiat) en 1974 [8] et le brevet déposé par Robert Bodman (*UTC : United Technologies Corporation*) en 1977 [3]. Les deux concepts sont montrés aux Figure 2.14 et Figure 2.15.

Le *Vaned Rotor* de Cerrato (Figure 2.14) comporte un moyeu en forme de disque (10), à la périphérie duquel des rainures parallèles à l'axe de rotation sont présentes (20). Les rainures servent à la fixation des pales en céramique (18). Les pales ont un épaulement à la périphérie de forme cylindrique, coaxiale avec le moyeu (24). Un anneau en fibres de carbone ou de céramique entoure les pales au niveau de la périphérie (28). Lors de la rotation, l'anneau maintient les pales en contact avec le moyeu sans accouplements supplémentaires au rayon interne de la pale.

L'invention de Boldman (Figure 2.15) met en évidence une pale en céramique (23) qui glisse dans un tube (8) qui s'étend du moyeu. Le tube est creux pour permettre le passage d'air de refroidissement symbolisé par des flèches. La pale en céramique est maintenue en compression contre un anneau métallique (32) par un autre élément du moyeu (58) qui agit comme un ressort. L'anneau métallique est rempli intérieurement par des fibres de carbone (36). L'air de refroidissement sert à refroidir le tube à l'intérieur des pales, mais aussi l'anneau métallique.

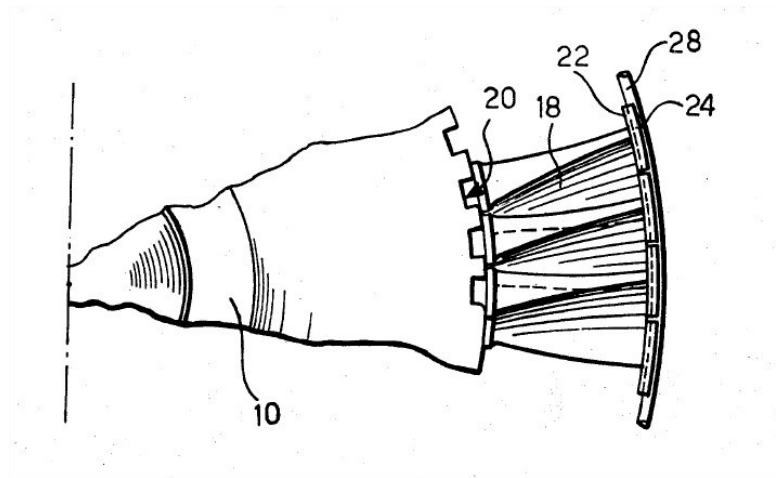


Figure 2.14 *Vaned Rotor* de Rodolfo Cerrato d'après [8]

Dans les décennies qui suivirent, l'architecture renversée adaptée à la céramique n'a pas fait l'objet de beaucoup d'étude par les concepteurs de turbines à gaz qui travaillaient surtout sur le volet métallique. Cependant, deux études et une série d'essais ont été menés sur l'architecture renversée durant les années 70 par le centre allemand pour l'aéronautique et l'astronautique (*DLR Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt* anciennement *DFVLR*) [21] et par General Electric (GE) [9,51]. Leurs travaux étant de grande importance pour l'architecture renversée, ils font l'objet des deux prochaines sous-sections.

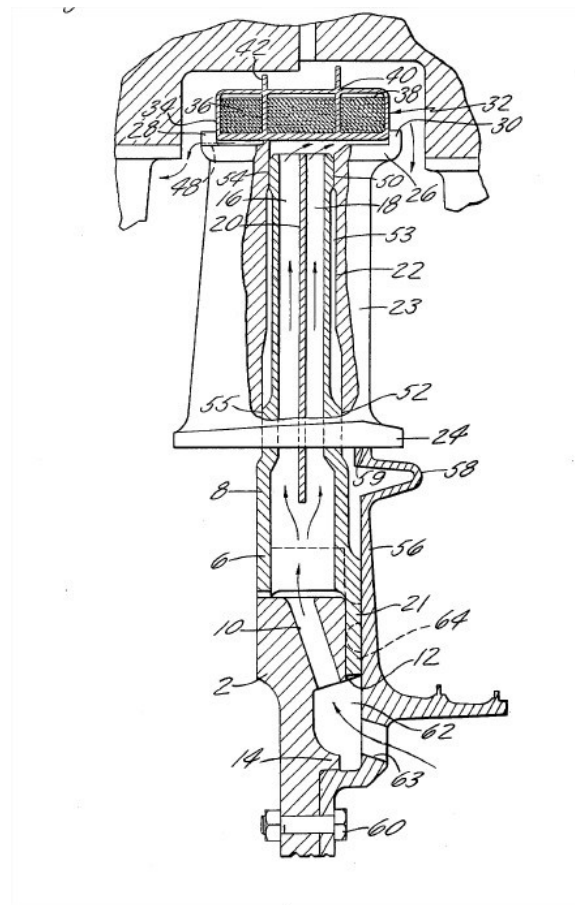


Figure 2.15 Rotor, objet de l'invention de Bodman [3]

2.2.1 Turbine en céramique renversée de la *DLR*

Les premières études théorique et expérimentale pour l'architecture renversée ont été faites par l'institut de structure et de design de la *DLR* sous la direction de Kochendorfer avec plusieurs documents à l'appui : un brevet [23], deux articles [21,22] et deux rapports techniques [24,56].

Concepts

Le concept allemand est appelé *Druckbelastetes keramikrad* qui littéralement veut dire : « rotor en céramique chargée en compression » ou *Compression Loaded Ceramic Turbine Rotor*.

La principale caractéristique de leur concept est que l'assemblage est précontraint.

Deux concepts de rotor renversé ont été étudiés. Le concept de roue découpé (*Completely sliced wheel*) et le concept de roue fermé (*Completely closed wheel*) sont montrés à la Figure 2.16. Les concepts ont un disque à rayons central qui transmet le couple. La section chaude (*t-turbine*) avec les pales en céramique de turbine est concentrique au disque. Elle est supportée à l'intérieur et à l'extérieur par un anneau en céramique (*ceramic ring 2* et *ceramic ring 3*). À l'extérieur et concentrique aux pales, des ailettes de refroidissement (*c-cooling*) viennent s'interposer entre la section chaude et l'anneau en composite (*Tension ring*). Un anneau en céramique (*ceramic ring 1*) est placé entre les ailettes et l'anneau de composite. Un air de refroidissement est prévu de circuler dans ces ailettes. Dans les deux concepts, une précontrainte est appliquée entre les anneaux pour permettre la tenue jusqu'à la vitesse d'opération. Le concept type A diffère du concept type B dans le sens où les efforts centrifuges sont repris par un anneau en céramique (*ceramic ring 1*) et l'anneau en composite, car les anneaux internes 2 et 3 ainsi que le moyeu sont découpés tangentiellement. Dans le concept B, tous les anneaux sont fermés sauf le moyeu et participent donc tous à la reprise des efforts centrifuges. Des niveaux de contraintes non négligeables sont atteints dans ces anneaux [21].

La section chaude a été conçue selon une vitesse en bout de pale de 372 m/s correspondant à une vitesse de rotation de 56000 RPM. Le rayon en bout de pales est ainsi de 6.3 cm. La section froide surjacent comprenant l'anneau en céramique 2 (hauteur de 8 mm), les ailettes (hauteur de 2.5 mm), et l'anneau en céramique 1 (hauteur de 2.5 mm) a une hauteur totale de 1.3 cm conduisant ainsi à une vitesse tangentielle de l'anneau en composite de 448 m/s.

Le concept « *sliced wheel* » est un concept favorable du point de vue des contraintes par rapport au concept « *closed wheel* ». Pour le premier concept, les contraintes sont reprises entièrement par l'anneau en composite qui a une grande résistance à la rupture alors que dans le deuxième concept les efforts sont en partie repris par les anneaux en céramique qui ont une plus faible résistance à la rupture. Un important *press fit* est nécessaire dans le second concept. Cependant,

les développements se sont orientés vers le second concept pour des raisons de facilité de fabrication et d'assemblage.

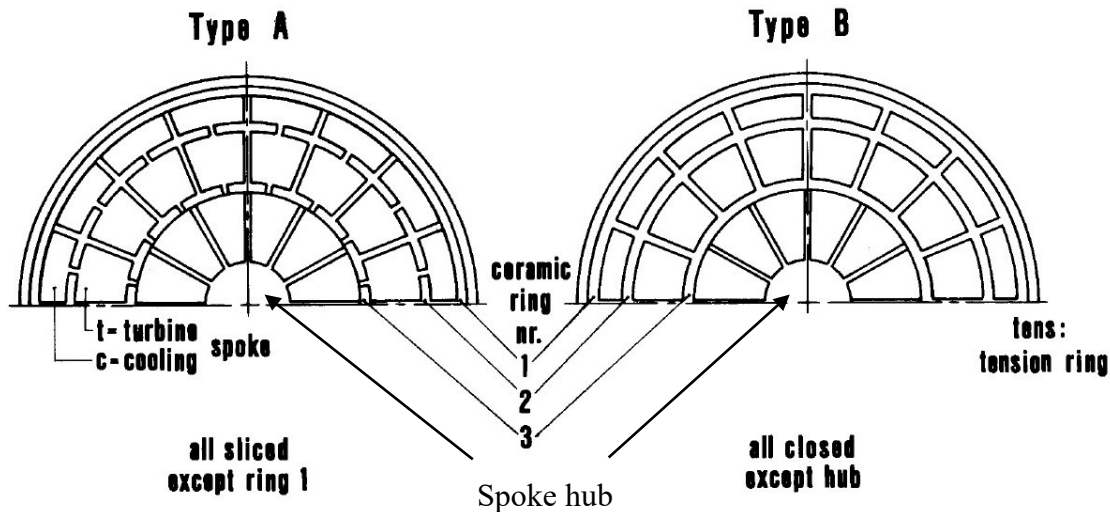


Figure 2.16 Concepts de roue renversée de la DLR : « sliced wheel » à gauche et « closed wheel » à droite d'après [21]

Essais expérimentaux

Seuls des essais à froid ont été réalisés sur le moyeu à rayon, l'anneau en composite et le rotor renversé complet.

Essai du moyeu

Les tests sur le moyeu visaient à confirmer la capacité d'un moyeu à plusieurs rayons à suivre le large déplacement radial imposé par l'anneau en composite. Deux types de moyeux ont été testés : l'un ayant 6 rayons et l'autre ayant 12 rayons. Pour chacun des moyeux, le déplacement radial a été observé en fonction de la vitesse de rotation. Le moyeu à 12 rayons a rencontré plus de succès, car les rayons ouvraient avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

Essai des anneaux en composites

Les tests sur les anneaux en composite visaient à déterminer la résistance en traction de ces derniers. Un assemblage consistant d'un disque métallique simulant la pression interne agissant sur l'anneau en céramique 1, d'un anneau en céramique en RBSN et d'un anneau en composite de fibres de carbone de résistance à la traction de 1200 MPa a subi des tests de rotation. L'anneau

en céramique et l'anneau en composite ont un assemblage serré avec une interférence de 0.3 mm tandis que le disque et l'anneau ont un ajustement glissant. La rupture du composite a eu lieu pour une contrainte allant de 950 MPa à 1080 MPa. Cependant, les tests ne permettaient pas de dire si l'anneau en céramique ou si l'anneau en composite avait rompu en premier. Pour cela, une seconde série de tests, avec cette fois-ci un assemblage glissant entre les anneaux a été réalisé. Ces tests ont montré que la rupture de l'anneau en céramique brisait en premier dû à l'amorce d'une fissure autour de 400MPa. Après la rupture, l'anneau agit comme une pression interne supplémentaire sur le composite. La rupture de l'anneau engendra des zones de surcontrainte dans l'anneau en composite dont l'intensité n'a pu être prédite par la théorie. Cette dernière prédit des contraintes de rupture pour le composite entre 720 MPa et 870 MPa bien en dessous de la limite qui est de 1200 MPa.

Essai du rotor renversé complet

Deux types de rotors ont été testés, tous les deux de type « *closed wheel* » avec la différence que l'un a l'anneau en céramique 3 découpé et l'autre non. Le rotor testé avec l'anneau en céramique non découpé est montré à la Figure 2.17. Le rotor comporte 26 pales moulées par injection et autant d'ailettes de refroidissement. La vitesse de rotation atteinte avant rupture s'étend de 28000 RPM à 38000 RPM (186 à 252 m/s en vitesse de bout de pale), en dessous de l'objectif de 56000 RPM (372 m/s). Des fissures dans la direction radiale des pales ont été remarquées comme le montre la Figure 2.18. Malgré la fissuration des pales, le rotor n'est pas entièrement détruit et peut continuer à tourner. Les tests ont donc démontré que l'architecture de turbine renversée inhibe la propagation des fissures dans les pales et permet de faire tourner des pales en céramique craquées sans mener à la destruction du moteur (contrairement aux architectures *duo density*, *hybrid* ou intégral).

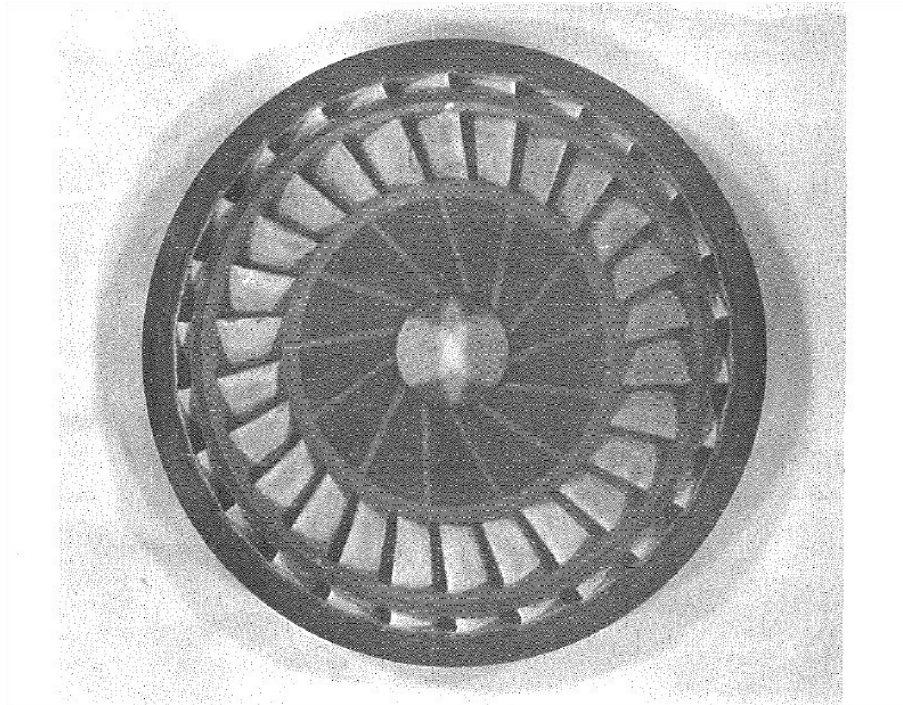


Figure 2.17 «*Druckbelastetes keramikrad* » de la DLR d'après [24]

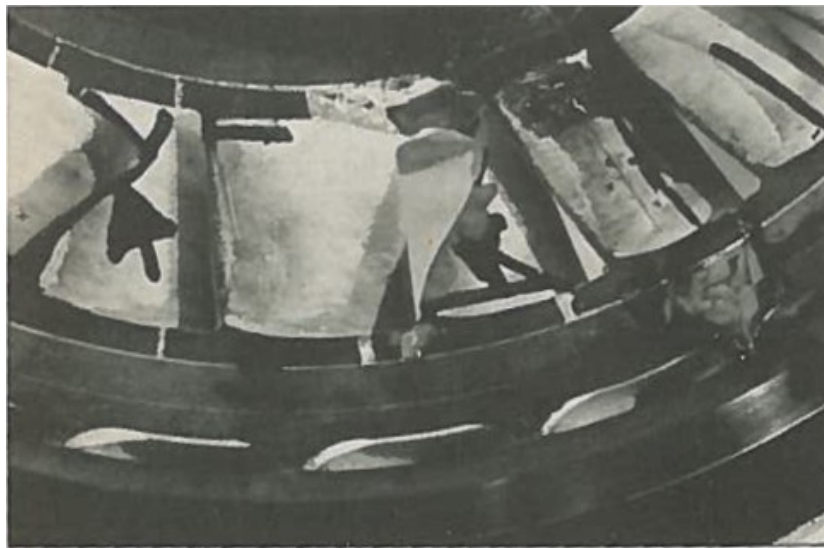


Figure 2.18 Fissure radiale du rotor renversé de la DLR d'après [22]

2.2.2 Turbine en céramique renversée de General Electric

Le concept de General Electric est montré à la Figure 2.19 et porte le nom de *Compression Structured Ceramic Turbine Rotor (CSCT)*. Le concept est moins précontraint que le concept précédent allemand. En effet le système de refroidissement sous forme d'ailettes (*fin* sur le dessin) et découper tangentiellement et l'effort centrifuge est repris entièrement par l'anneau en composite (*Hoop* sur le dessin). De plus, le déplacement radial de l'anneau en composite est suivi par un moyeu (*Wheel* sur le dessin) qui dispose de plusieurs languettes flexibles (*flex tang* sur le dessin). Lors de la rotation, les *flex tangs* s'ouvrent et pressent les pales et les ailettes contre l'anneau en composite ce qui assure le chargement en compression. Ce rotor est resté au stade conceptuel et n'a pas été fabriqué par GE.

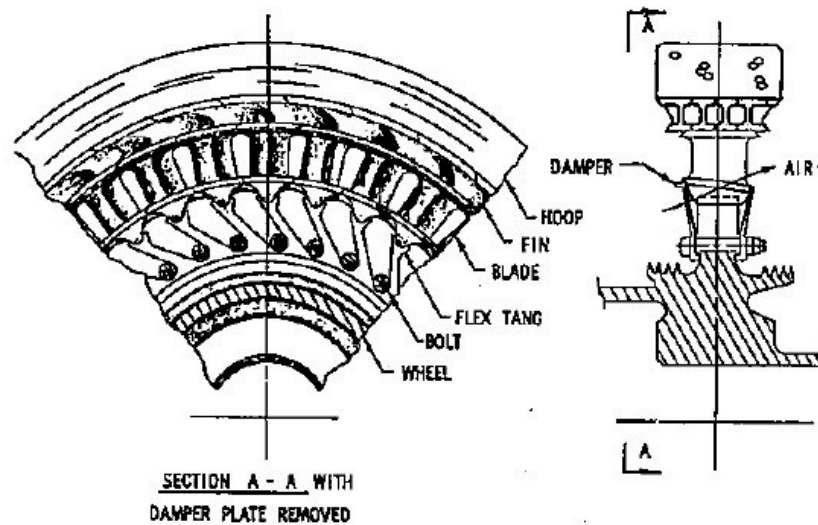


Figure 2.19 Concept de rotor renversée de General Electric d'après [9]

2.2.3 Performance de cycle

Les performances de cycle pour les rotors renversés peuvent différer des rotors conventionnels à cause justement du besoin en air de refroidissement pour protéger le rotor ou bien de l'augmentation de la friction aérodynamique due à l'anneau en composite. Si GE n'a pas réalisé d'essais sur les rotors renversés, la compagnie a donné une idée des performances attendues pour les rotors renversés. La *DLR* a elle aussi prédit des efficacités de cycle pour les turbines

renversées. Les deux paragraphes suivants donnent les apports des deux institutions concernant les performances de cycle.

Performance des rotors renversés selon la *DLR*

L'objectif de leur étude thermodynamique fut d'évaluer l'impact du système de refroidissement sur l'efficacité de cycle. Plusieurs fonctions ont été assimilées au système de refroidissement : un étage de compression, un étage neutre ou un étage de détente. De plus, plusieurs niveaux de pression ont été associés soit : des pressions basses, des pressions moyennes ou des hautes pressions. Enfin, plusieurs types de rétroaction vers le cycle pour l'air de refroidissement ont été considérés : aucune rétroaction, rétroaction partielle, rétroaction totale. Plusieurs combinaisons sont donc possibles pour le cycle.

Effet du niveau de pression dans le système de refroidissement

Une des préoccupations de la *DLR* est d'avoir une pression de l'air de refroidissement supérieure à celle du flux principal pour éviter les fuites de gaz vers l'anneau en composite. Les fuites du chaud vers le froid sont plus pénalisantes que les fuites du froid vers le chaud d'après la *DLR*. Ainsi les systèmes à pression moyenne et haute remplissent le requis précédent alors que le système à pression basse (air atmosphérique) nécessiterait des anneaux en composite à plus haute température.

Effet du triangle de vitesse sur la température totale de refroidissement dans le repère tournant

Selon les triangles de vitesse, pour un même débit d'air de refroidissement, la température totale de l'air de refroidissement diminue avec l'inclinaison des canaux de refroidissement par rapport à l'axe de rotation de la turbine.

Comparaison des performances pour une turbine renversée par rapport à d'autres turbines.

Parmi les stratégies envisagées, le système de refroidissement le plus avantageux choisi est celui qui consiste en un étage de détente à haute pression et sans rétroaction vers le cycle. La turbine renversée en céramique opérant à 1700K et refroidie a été comparée à la turbine métallique non refroidie opérant à 1300K ainsi qu'au *rotor duo density* opérant à 1600K. Une turbine à gaz récupérée a servi de base de comparaison dont les spécifications sont les suivantes : un débit

d'air à l'entrée du compresseur de 1.5 kg/s, une efficacité isentropique de compression de 85% et un rapport de pression de 4.5. Il a été montré qu'avec un débit d'air de 5% ou moins du débit d'air d'entrée, l'efficacité de cycle avec une turbine renversée pourrait égaler l'efficacité rencontrée avec une turbine en céramique non refroidie comme le *duo density rotor*. Cependant, leur étude ne tient pas en compte les pertes par friction aérodynamique de l'anneau en composite.

Performance des rotors renversés selon GE

GE a mis en avant les pertes énergétiques spécifiques aux turbines renversées suivantes :

- Les fuites de gaz vers l'air de refroidissement à l'entrée et à la sortie du rotor (voir Figure 2.20) qui compensent en partie les pertes de bout de pales supprimées (*Tip leakage losses*).
- La friction aérodynamique de l'anneau en composite, des ailettes et des joints d'étanchéités avant et arrière

Il a été avancé par GE que les fuites peuvent être réduites à 1.5% du débit d'air primaire avec une configuration de joint adéquat comme le montre Figure 2.21. Les pertes par friction aérodynamique ont été calculées à partir de l'équation implicite 2.2 donnant le coefficient de friction (C_f) pour un cylindre en rotation à l'air libre en fonction du nombre de Reynolds (Re_ϕ) calculé avec la vitesse périphérique du cylindre [15].

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = -0.6 + 4.07 \log_{10}(Re_\phi \sqrt{C_f}) \quad 2.2$$

Cette équation de friction ne prend pas en compte la présence d'un stator près de la surface en rotation. À cause du jeu existant, le coefficient de friction peut être différent.

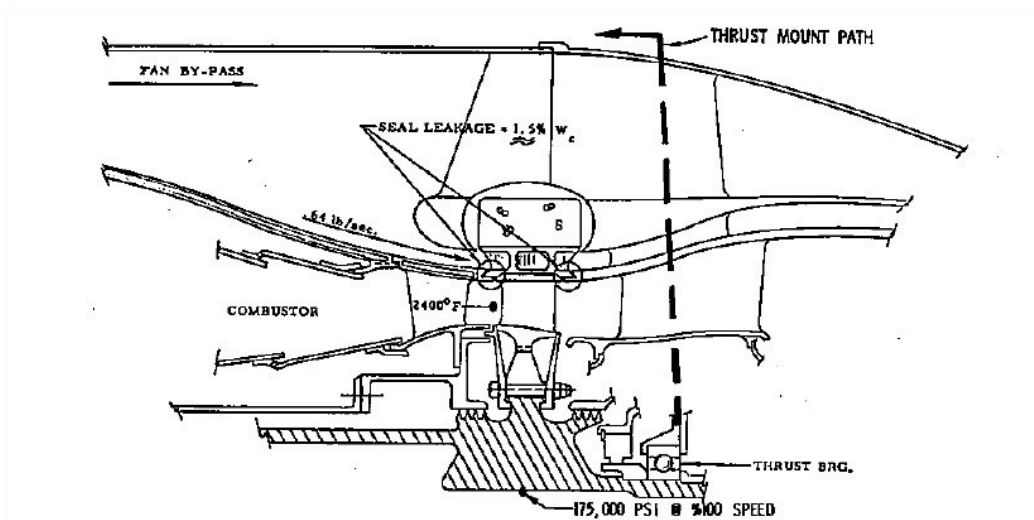


Figure 2.20 Rotor renversé de GE (coupe transversale) avec accentuation sur le phénomène de fuites par les joints d'étanchéité avant et arrière d'après [9]

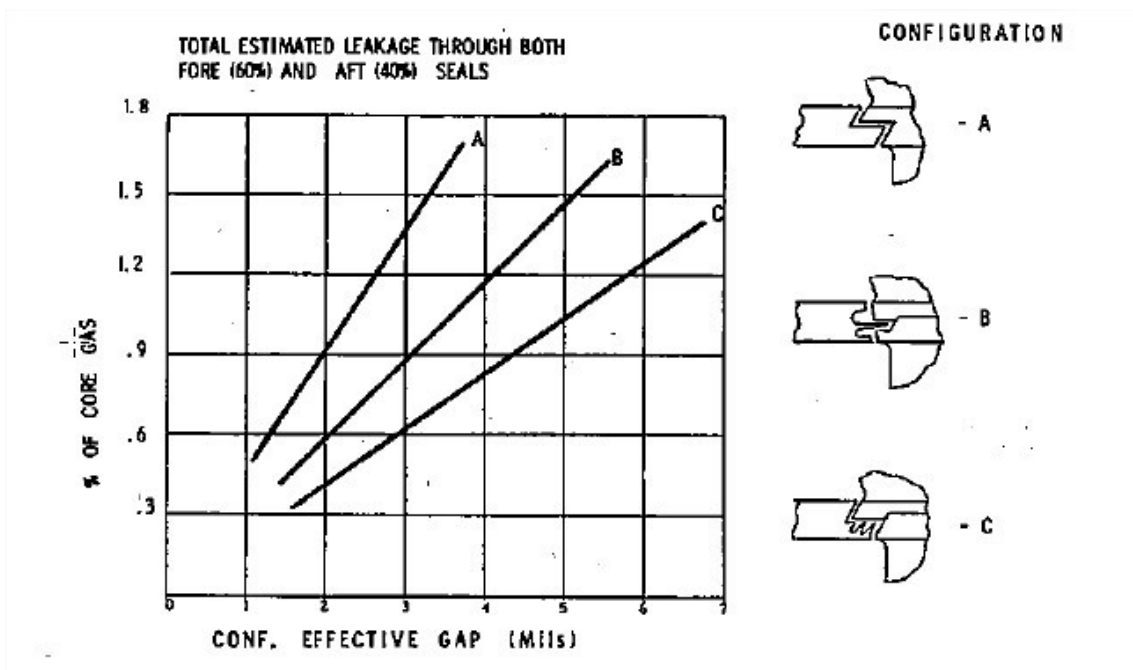


Figure 2.21 Estimation des fuites du flux chaud vers le flux froid à travers les joints d'étanchéité en fonction du jeu en opération [9]

GE avait l'intention d'utiliser le rotor renversé pour le remplacement d'un rotor dans une turbosoufflante. Le rotor de base avait des pales métalliques refroidies et fonctionnait avec un

TIT de 1589K. L'air de refroidissement n'a pas été considéré comme une perte pour la turbine, car il est fourni par la soufflante. Cependant, il pourrait impacter le cycle à turbosoufflante, car l'air de refroidissement augmente en température et se mélange avec l'air froid primaire. Les performances du rotor renversé ont été comparées à la performance du rotor de base métallique comme le montre la Figure 2.22. Les pertes énergétiques en unité de puissance ont été converties en pourcentage équivalent d'air comprimé. Ainsi, les pertes aérodynamiques qui totalisaient environ 80kW sont équivalentes à la puissance délivrée par le turboréacteur avec 6.4% de l'air. On peut ainsi en déduire une donnée annexe qui est la puissance nette délivrée par le moteur avec 100% d'air soit 1.25 MW.

Sur la Figure 2.22, on voit que les pertes associées à la turbine renversée sont : le débit requis pour refroidir le disque et la base des pales qui représente 1.5% du débit d'air, les fuites de gaz vers l'air de refroidissement à travers les joints d'étanchéité qui représente 1.5% du débit d'air, la friction aérodynamique qui représente 6.4% du débit d'air. Au total, les pertes représentent 9.4% du débit soit 118 kW environ. La turbine métallique de base a pour pertes : le refroidissement des pales (*Blade cooling*), les pertes de bout de pales (*Tip leakage losses*) ainsi que le refroidissement du disque et de la base des pales). Ces pertes totalisent 5.1 % du débit d'air soit 64kW.

La turbine métallique utilisée pour comparaison présente donc moins de pertes. Selon GE, une voie d'amélioration des performances pour la turbine renversée est de compresser l'air de refroidissement avec des ailettes qui fournissent du travail.

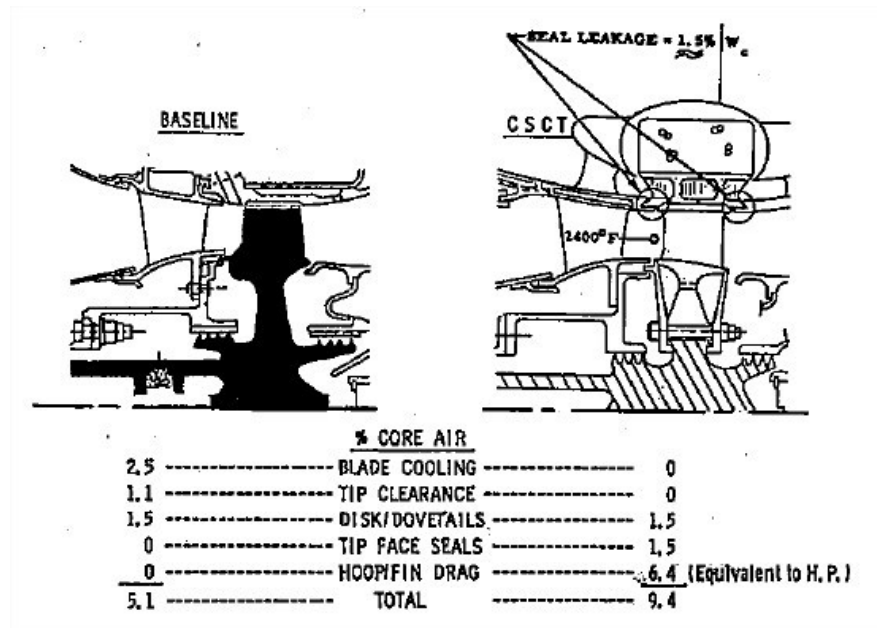


Figure 2.22 Comparaisons des performances entre le rotor renversé et le rotor métallique de base d'après [9]

Même si le débit d'air de refroidissement n'est pas comptabilisé comme une perte, GE a quand même estimé le débit requis pour maintenir la surface interne de l'anneau en composite en dessous de la température limite qui est de 505K. Cette dernière correspond à limite tolérable par un composite à matrice époxy. Une analyse thermique par éléments finis a permis de déterminer la distribution de température dans l'anneau en composite en fonction du débit d'air de refroidissement et de deux systèmes d'ailette comme le montre la Figure 2.23. L'air rentre dans les ailettes à 387K (237°F). Plusieurs débits d'air exprimé en lb/s dans la Figure 2.23 ont été analysés : 181g/s, 290g/s, 454g/s et 581g/s. On voit également la température de l'air en sortie d'ailettes qui est pour chacun des débits respectivement de 628K, 508K, 453K et 445K. Un débit de 290g/s couplé à un système de refroidissement de 15 ailettes et de 6.4mm de haut permet d'assurer un anneau en composite en dessous de 500K.

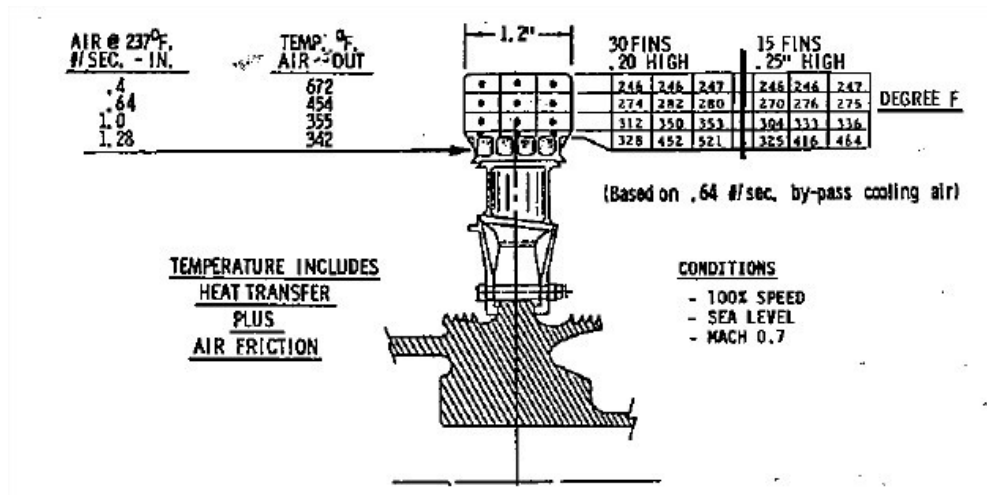


Figure 2.23 Distribution de température dans l'anneau en composite en fonction de l'air de refroidissement et de deux géométries d'ailettes pour la turbine renversée de GE d'après [9]

CHAPITRE 3 PROBLÉMATIQUE

Il a été vu que les performances des microturbinés actuelles sont limitées (autour de 33% pour ce qui est de l'efficacité électrique) à cause de la température limite permise pour les pales métalliques qui est autour de 1230K. Le passage vers les céramiques est plus légitime pour les microturbinés récupérées, car le refroidissement des pales dans un cycle récupéré limite fortement le gain obtenu par l'augmentation du *TIT*. Pourtant, la céramique dans les turbines n'est pas encore une réalité et ce n'est pas faute d'avoir essayé. Entre 1970 et la fin des années 2000, les plus grands motoristes américains, allemands et japonais ont tenté en vain de cumuler des heures de fonctionnement pour les rotors en céramique. À petite échelle de puissance, les vitesses de révolution nécessaires pour le rotor sont relativement hautes : au-dessus de 50000 RPM. Ces vitesses couplées à des concepts de rotor où les pales sont en tension exposent la céramique à des hautes contraintes, favorisent la propagation de fissures et la rendent vulnérable aux *FOD* (*Foreign Object Damages*). Les concepts *Duo Density Rotor*, hybride métal-céramique et rotor intégral conduisent à la destruction erratique des pales et donc du moteur.

La céramique est par contre 3 à 8 fois supérieure en compression. Le rotor renversé doté, comme les volants d'inertie, d'un anneau extérieur en composite et isolé thermiquement reprend les efforts centrifuges à la place du moyeu. Ce concept place les pales en céramique dans un champ de contrainte en compression, ce qui inhibe la propagation de fissures et les rend résistantes au FOD. Ce concept a été très peu étudié dans la littérature des turbines en céramique et seuls quelques brevets, deux études préliminaires et une étude expérimentale publiés entre 1950 et 1980 en font référence sous différents noms : *Vaned Rotor*, *Compression Structured Ceramic Turbine (CSCT)* ou encore *Compression Loaded Ceramic Turbine Rotor*. Les essais expérimentaux réalisés par le passé n'ont pas réussi à amener le rotor à sa vitesse nominale de rotation, mais ont démontré que des pales en céramique craquées peuvent tenir en place dans une architecture renversée.

La turbine en céramique renversée objet du travail de maîtrise est très similaire au concept de GE et de la DLR. Le concept est dérivé non pas des anciens travaux sur les turbines renversées, mais des récents travaux sur les ramjets rotatifs.

Le travail de maîtrise s'inscrit dans un projet de recherche qui vise au développement d'une turbine renversée pour utilisation dans les microturbines. Plusieurs enjeux sont soulevés. L'un d'eux est de parvenir à une preuve de concept avec un prototype fonctionnel et a été adressé dans d'autres travaux de recherche [10,13,25]. Des tests de rotation à froid et à chaud ont été conduits avec des pales en alumine et en nitrure de silicium. Les tests à froid avec l'alumine ont atteint une vitesse tangentielle de 261m/s (soit 86000 RPM) sans fissurations apparentes des pales. Les tests à chaud avec les mêmes pales, avec un *RIT* (*Rotor Inlet Temperature*) de 800K et d'une durée de 10 secondes ont conduit à la fissuration des pales dans la direction radiale, mais les pales sont restées en place dans le rotor. Les tests de rotation à chaud avec le nitrure de silicium ont atteint un *RIT* de 800K et un temps cumulé de 70 secondes sans dommages apparents des pales. Le prototype a même été poussé à un *RIT* de 1000K pendant 20 secondes. Durant le même test les pales ont subi l'impact de particules d'acier détachées de la chambre de combustion sans fissurer ni écailler. Ces travaux fructueux viennent compléter les expériences réalisées par la *DLR*.

L'autre enjeu qui reste à adresser est la preuve de performance pour les turbines renversées. Faute d'avoir un moteur complet disponible pour mesurer expérimentalement l'efficacité et la puissance, ces dernières peuvent être tout de même prédites par la modélisation du cycle thermodynamique propre à ces turbines renversées. Les précédentes études théoriques ont identifié des pénalités énergétiques infligées par l'architecture renversée sur le cycle à savoir : la friction aérodynamique de l'anneau, le pompage d'air comprimé pour refroidir l'anneau, les fuites entre l'air secondaire et le gaz. L'efficacité de cycle pour les microturbines a été évaluée à 40% avec un débit d'air de refroidissement égal à 5% du débit d'air entrant. Cependant, l'évaluation n'incluait pas les pertes par friction aérodynamique. Cette maîtrise adresse donc les performances de cycle pour les microturbines à rotor en céramique renversée.

Pour répondre à la problématique, la question de recherche du projet de maîtrise est la suivante :

Quelles sont les performances système des microturbines opérant avec une turbine en céramique renversée ?

3.1 Objectifs

L'objectif principal est de prédire les performances système des microturbines opérant avec une turbine en céramique renversée. Les objectifs secondaires sont les suivants :

- Modéliser le cycle thermodynamique récupéré
- Modéliser les pénalités énergétiques associées au concept renversé
- Prédire les performances d'une microturbine intégrant une turbine renversée
- Évaluer les incertitudes associées au modèle
- Étudier l'espace de design offert par l'architecture renversée

3.2 Méthodologie

Le cycle thermodynamique récupéré des microturbines est d'abord modélisé. La combustion est basée sur l'équilibre stœchiométrique. Les propriétés thermodynamiques de l'air et des produits de combustion du méthane sont calculées à partir des polynômes NASA 7 [16]. Les températures et le travail spécifique du compresseur et de la turbine sont calculés à partir de l'enthalpie et l'entropie. Les pertes de pression et les pertes mécaniques à l'arbre sont considérées. Les efficacités des composants autres que la turbine sont celles des composants standards trouvés sur le marché des microturbines. Les pertes de chaleur du moteur vers l'environnement représentent 4% de la chaleur ajoutée par le carburant.

L'efficacité isentropique de la turbine est l'efficacité mesurée expérimentalement par Smith qui n'inclut pas les *tip leakage losses* [50]. Les pertes spécifiques au concept renversé sont : la friction aérodynamique de l'anneau, le débit d'air requis pour isoler thermiquement l'anneau, les pertes de chaleur du gaz vers l'air de refroidissement, les fuites de gaz et d'air. La friction aérodynamique est calculée à partir des formules pour un disque et un cylindre en rotation dans une cavité. L'échange de chaleur du gaz vers l'air de refroidissement est calculé en considérant le travail idéal comme étant réversible et non adiabatique. Le débit d'air de refroidissement requis est calculé en prédisant la température à la surface interne de l'anneau avec un modèle de résistance thermique. Les fuites sont obtenues en connaissant la distribution de pression de part et d'autre du joint et en appliquant un modèle d'orifice ou un modèle de labyrinthe.

CHAPITRE 4 MODÈLE THERMODYNAMIQUE ET PRÉVISION D'EFFICACITÉ

Avant-propos de l'article de journal inséré en tant que chapitre du mémoire

Auteurs et affiliation :

N. Kochrad : étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

N. Courtois : étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

M. Charette : étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

B. Picard : Ingénieur, Ceragy Engines Incorporated, Parc Innovation-ACELP

A. Landry-Blais : Professionnel de recherche, Université de Sherbrooke, Faculté de
génie, Département de génie mécanique

D. Rancourt : Étudiant au doctorat, Georgia Institute of Technology, Aerospace Systems
Design Laboratory

J-S. Plante : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de
génie mécanique

M. Picard : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de
génie mécanique

Date d'acceptation : 12 décembre 2016

État de l'acceptation : Accepté pour publication

Revue : ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power

Titre français: Performance système des microturbines avec une turbine en céramique renversée

Contribution au document : Cet article répond aux quatre premiers objectifs du présent travail. Le modèle thermodynamique qui permet de prédire les performances de cycle pour les turbines renversées est développé. Les hypothèses derrière le cycle thermodynamique récupéré sont présentées. Ensuite, les modèles pour calculer les pertes énergétiques propres au concept sont développés et intégrés dans le cycle thermodynamique précédent. Le modèle est validé avec des microturbines non renversées du marché de 100kW à 300kW. Une simulation de Monte-Carlo est menée pour prendre en compte les incertitudes sur les variables d'entrée du modèle. Le design correspondant à l'efficacité moyenne obtenu par la simulation de Monte-Carlo est présenté. Pour une gamme de puissance de 200kW à 300kW, une efficacité de cycle de 45% avec un écart type de 1% est obtenue après soustraction de toutes les pertes énergétiques. Les pertes associées à la turbine renversée qu'est le débit de refroidissement requis pour l'anneau en composite, le *windage* et les fuites d'air et de gaz réduisent l'efficacité d'environ 3.3 points soit moins de 15kW pour un moteur de 240kW.

Résumé français :

Les turbines en céramique peuvent réduire la consommation de carburant par l'augmentation de la température en entrée de turbine ou *Turbine Inlet Temperature (TIT)*. Le besoin en matériaux réfractaires comme les céramiques est particulièrement fort pour les petites turbomachines dont l'efficacité est limitée par l'utilisation des métaux non refroidis puisque les circuits complexes de refroidissement sont incommodes et coûteux. Des efforts pour introduire la céramique dans le rotor de turbine ont été conduits durant près d'un demi-siècle entre les années 60 et les années 90 par les fabricants de turbines à gaz et les constructeurs automobiles aux États-Unis, en Europe et au Japon. Malgré des progrès significatifs, le niveau désiré de fiabilité n'a pu être atteint à cause de la fragilité des céramiques qui a conduit à la propagation de fissures dans des pales chargées en tension et à la destruction catastrophique des prototypes. La turbine en céramique renversée ou *Inside-out Ceramic Turbine (ICT)* est une alternative de conception pour la céramique qui charge la pale en compression grâce à une jante en composite extérieure refroidie (*composite rim rotor*) qui reprend les efforts centrifuges. Cet article fournit un modèle

analytique basé sur le cycle de Brayton pour calculer les performances système des microturbines utilisant une *ICT*. Les sous-modèles de pertes énergétiques spécifiques à l'architecture *ICT* sont développés : (1) le *windage* du *composite rim rotor* (2) le refroidissement du *composite rim* (3) les fuites au niveau des joints d'étanchéité du rotor (4) les pertes de chaleur durant l'expansion. Le noyau thermodynamique du modèle est validé contre 3 microturbines de l'état de art. Basé sur une simulation de Monte-Carlo permettant d'inclure les incertitudes du modèle, le modèle prédit une efficacité de cycle de 45% et un écart type de 1% pour une microturbine de 240 kW basée sur une *ICT*, conduisant à une économie de carburant de 20% par rapport aux microturbines métalliques actuelles du marché.

System-Level Performance of Microturbines with an Inside-Out Ceramic Turbine

4.1 Abstract

Ceramic turbines can reduce fuel consumption by increasing turbine inlet temperatures (TIT). The need for heat-resistant materials like ceramics is particularly acute for small turbomachines for which efficiency are limited by the use of uncooled metal turbines as complex cooling schemes are impractical and costly. Efforts to introduce ceramics in the turbine rotor were made between the 60s and the 90s by gas turbines and automotive manufacturers in the US, Europe and Japan. While significant progress was made, a suitable level of reliability still cannot be achieved as the brittleness of ceramic leads to crack propagation in the blades loaded in tension and catastrophic failure. The inside-out ceramic turbine (ICT) is a design alternative specific to ceramics that load the blades in compression by using an outer, air-cooled composite rim that sustains the centrifugal loads. This paper provides an analytical model based on the Brayton cycle to compute the system-level performance of microturbines using an ICT. Loss sub-models specific to ICT architectures are developed to account for: (1) composite rim drag (2) composite rim cooling (3) leakage through rotating seals and (4) expansion heat losses. The thermodynamic core model is validated against three state-of-the-art, non-inside-out, microturbines. Based on a Monte Carlo simulation that takes into account the modeling uncertainties, the model predicts a cycle efficiency of 45% and a standard deviation of 1% for a

240 kW ICT-based microturbine, leading to a predicted reduction in fuel consumption of 20% over current all-metal microturbines.

4.2 Introduction

Distributed combined heat and power (CHP) enables a highly efficient fuel usage by eliminating transmission and distribution losses while allowing to use the exhaust heat on-site for heating or cooling. However, significant research and development efforts are still required to convert fuel to electricity efficiently and at low cost in the 25 kW to 500 kW power range. Fuel cells can achieve high efficiency, but their costs are prohibitive [28]. Piston engines can offer over 40% cycle efficiency, such as the J208 engine from General Electric, but are not ideal for continuous operation due to their high maintenance costs. Gas turbines are compact, durable, fuel-flexible, and generally do not require emission post-treatment. They have proven high-performance for mid- and high-size power classes in the megawatt, achieving efficiency over 60% in combined-cycle plant and over 40 % in single cycle operations [11]. Their efficiency has continuously increased with rise in turbine inlet temperature (TIT) enabled by improved materials and advanced cooling technologies. However, at smaller scale, electrical efficiency is limited to around 33% for current commercial microturbines such as the C200 engine from Capstone Turbine Corporation.

These relatively low efficiency at small scale is mainly due to limitations in turbine inlet temperature since advanced blade-cooling and single-crystal super alloys are impractical and costly at these small sizes [2]. Minor improvements of component efficiency can be achieved through blade profile optimization using Computational Fluid Dynamics (CFD), but these incremental changes are not sufficient to achieve the 40% electrical efficiency mark, set as the target for rapid market penetration during the US government Advanced Microturbine Systems (AMS) program in the early 2000s [59]. High-temperature ceramic components are therefore needed to increase TIT and reach higher efficiency.

The main challenge toward an all-ceramic engine is the ceramic turbine rotor that must simultaneously sustain thermal and centrifugal loads. Different axial flow ceramic rotors have been investigated, mainly through research programs conducted by automotive and gas turbine manufacturers in Europe, the USA, and Japan in the 60-90s [45], but satisfactory reliability

levels could not be achieved for high tangential speeds. Three axial rotor design strategies were studied: the duo density ceramic rotor, the hybrid ceramic-metal rotor and the integral ceramic rotor (blisk design).

The duo density ceramic rotor is composed of a ceramic hub usually made of hot-pressed silicon nitride (HPSN) and blades usually made from reaction bonded silicon nitride (RBSN). HPSN materials, for its mechanical strength, is chosen for the highly stressed disk while RBSN, for its shaping facility (injection moulded) is chosen for the blades. This design is cost attractive for automotive manufacturers. Volkswagen (VW) in Germany and Ford in the USA extensively developed and tested this concept during the 70s [45]. Tests showed insufficient strength of the bond between the bladed ring and the hub which broke during spin tests.

The hybrid design consists of ceramic blades inserted in a metallic hub. This design inherits experience gained from the standard metal design. It suppresses both the difficulties associated with joining a metal shaft with a ceramic hub and with the bonding of ceramic blades to the hub. This approach was conducted in the US by Honeywell Engines between 1976 and 1982 and by VW and Motoren und Turbinen-Union (MTU) in Germany between 1974 and 1983 [45]. Research programs were unsuccessful as durability and reliability could not be achieved. Endurance testing conducted by MTU showed that time before failure distributed varied between 55 minutes and 79 hours [45]. Ceramic materials were found to be highly sensitive to biaxial stresses when the contact load is not perpendicular to the contact surface creating high tensile stresses.

The integral ceramic rotor, or blisk, showed higher reliability by suppressing the bond or the high stress contact at the hub and blade interface. Major contributions were made by Daimler Benz during the “Car 2000” program in the 80s and by Kawasaki Heavy Industries during the CGT 302 program in the 90s [45,52]. The Daimler blisk design passed the spinning tests in laboratory conditions and was tested under road conditions. The car powered by a 110 kW ceramic gas turbine engine successfully traveled 600 km from Stuttgart to Brussels. About a decade later, the CGT302 ceramic microturbine yielded a promising 42.5% cycle efficiency with a TIT of 1623K and cumulated over 2000 hours of operation at 1473 K. In both projects, the blisk design was found to be highly sensitive to foreign object damage (FOD) impact, as

particles detached from the combustion chamber, impacted the turbine blades and destroyed the rotor.

These several attempts show the weakness of ceramics under hub-centered designs, especially to FOD. This is explained by the fact that, unlike metals, ceramics have low tensile resistance and do not undergo plastic deformation which leads to brittle fractures even at low tensile loads. Compressive strength of ceramics is, however, 3 to 8 times higher than their tensile strength [9]. Maintaining the blade under a compressive load could inhibit crack propagation and ensure higher reliability for ceramic turbines.

Wheel designs that keep blade under compressive loads preceded the introduction of ceramic material in the turbines and have been patented as early as 1958 [47]. Names such as Vaned Rotor, Compression Structured Ceramic Turbine Rotor (CSCT), and Compression Loaded Ceramic Turbine Rotor were attributed to these designs. A recent contraption being the Inside-out Ceramic Turbine (ICT) shown in Figure 4.1.

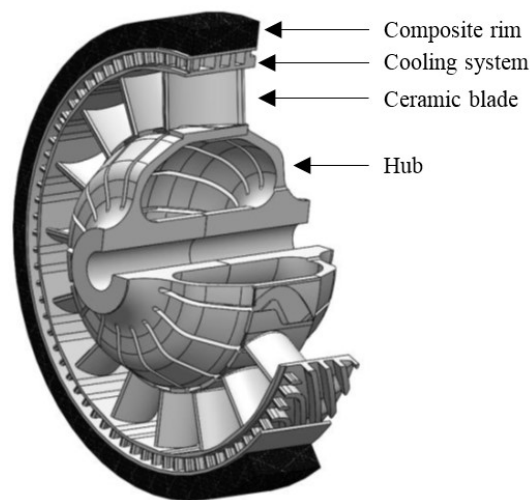


Figure 4.1 Inside-out Ceramic Turbine (ICT)

An ICT comprises a hub attached to a shaft, ceramic blades and a concentric cooling system, all held in compression by a surrounding composite rim. The rim is made of a carbon-reinforced polymer with high specific strength that can sustain centrifugal loads. The polymer resin operating temperature is limited to a maximum of 700K (600K for long life cycle duty) for the

best polyimide materials. A cold air flow through cooling fins is mandatory to protect the resin from the hot temperature of the subjacent gases. The first notable studies related to ICTs were conducted in Germany and in the US during the 70s by the German Aerospace Center (DLR) and General Electric (GE) [9,21]. GE work remains theoretical while the DLR brought their studies to test benches.

The GE study identifies five main challenges about ICTs: (1) the radial expansion mismatch between the hub and the rim (2) the composite rim integrity in proximity to high temperature gases (3) the composite rim and fins drag losses (4) the leakage between the mainflow and the rim cooling, and (5) the cooling fin work. To address the radial mismatch, GE proposed a flexible hub concept with flex tangs that open as rotational speed increases. Thermal resistance was addressed by a heat transfer analysis showing that the composite rim can be maintained in proximity to a high-temperature flow with sufficient air bypass. Energetic losses associated with drag and leakage were assessed with cycle performance analysis. GE performed calculations for a 1.25 MW turbofan engine reference to show that ICTs losses such as rim and fins drag, seal leakage and hub cooling will reduce engine power by 9.4%. By comparison, a standard cooled metallic turbine will reduce engine power by 5.1% because of tip leakage, blade and hub cooling losses. In their analysis, cooling fins were assumed to be neutral and just knifing the air but could be redesigned to do work and to compensate some of the additional drag losses due to the ICT configuration.

The DLR studied an integration of cooling fins minimizing losses and demonstrated the viability of ICT with a proof-of-concept prototype. A cycle study was carried assuming the cooling flow to be dumped to the atmosphere after passing through the cooling system. A 1.5 kg/s class recuperated microturbine was selected as a baseline. With a TIT equal to 1700 K and a cooling flow rate kept below 5 % of the mainflow, the predicted cycle efficiency was 40%, equaling the efficiency of a duo density ceramic rotor operated at 1600K. However, the calculation did not account for the composite rim windage. For the experiments, the DLR built ICT prototypes using a large interference fit between the composite and a rigid hub. During cold spin tests, the prototypes reached between 28 000 RPM and 38 000 RPM (186 m/s and 252 m/s blade tip speed) before either the composite rim or the ceramic rings burst, well below the 56000 RPM

design speed (372 m/s). Nonetheless, these experiments demonstrate the ability of compression-loaded ceramic blades to live with cracks without engine failure.

A renew of studies and experimental tests started on ICTs at Université de Sherbrooke [10,14,25]. The proposed design is derived from previous work on rotary supersonic engines and uses a lightly pre-stressed flexible hub, as shown in Figure 4.1 [5,36,37,53]. The radial displacement of the composite rim is followed by a flexible hub composed of two C-shaped half-hubs split into several fingers. Through a series of experiments, the authors demonstrated a stable rotor dynamic for a flexible hub, composite rim survival under hot gas environment, and ceramic blade integrity. Gradual increase of TIT and test duration time led to a successful spin of an ICT made of silicon nitride blades, a superalloy cooling system and a BMI matrix composite at 95 kRPM (a blade tip speed of 287 m/s) with a TIT of 1100K [10].

The potential for ICT to raise microturbine efficiency for CHP application is not yet fully justified as cycle analysis does not encompass the exhaustive energetic impact of the ICT novel wheel concept. This paper presents a thermodynamic analysis predicting the achievable cycle efficiency of a high temperature microturbines enabled by the ICT. The core thermodynamic model is a recuperated Brayton cycle model including the efficiency of all the components. Sub-models are developed to add the losses mechanisms associated with the ICT configuration, such as: cooling airflow to protect the composite rim, heat losses to cooling air during expansion, rim windage, and leakages through the seals between adjacent flows.

Computations of the cycle efficiency of a 240 kW microturbine show achievable thermal efficiency around 45.4% taking into account variables uncertainties and all known ICT loss mechanisms. These losses are below 15 kW. This would result in a fuel consumption reduction of up to 20 % compared to current metal microturbines.

4.3 Analytical Development

A steady-state model based on a recuperated Brayton cycle is developed. Components and station numbering are shown schematically in Figure 4.2. Air is drawn from the atmosphere through an inlet duct (stations 0-1) before being compressed by the compressor (1-2). Most of the air (MAF_{hot}) then goes through the recuperator (2-3), while a small portion of the mass flow

is directed toward the turbine for cooling and sealing purposes ($\dot{m}_{cooling}$ and $\dot{m}_{sealing}$). These auxiliary flows are then exhausted to the atmosphere. The preheated air reacts with the fuel in the burner (3-4) before being expanded in the turbine (4-5). The flow finally travels back to the recuperator (5-6) and is exhausted to the atmosphere through the outlet duct (6-7).

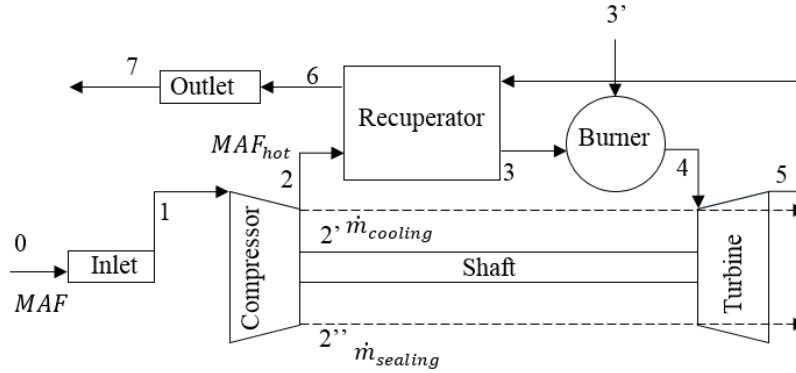


Figure 4.2 Microturbine components and station numbering

The goal is to maximize the efficiency (η_{cycle}) in the 200 kW to 300 kW engine power range while satisfying the maximum values of three constraints: the composite rim inner temperature, the composite rim stress failure criterion and the hub cavity temperature. The calculation flowchart to obtain these metrics comprises 8 sub-models as shown Figure 4.3. The expansion process precedes the heat exchange and the combustion processes because station 3 properties requires the combined stations 5 and 2 properties (see Figure 4.2). A loop is conducted between the expansion, heat exchange and combustion processes until convergence is obtained for the fuel mass flow. The sub-models (6) and (8) finally calculate the mechanical losses and the constraints variables, based on the turbine wheel geometry and RPM computed by sub-model (3). Finally, the compression specific work, the expansion specific work and the fuel mass flow \dot{m}_{fuel} outputs from sub-model (1) (3) and (5) respectively serves to calculate performance indicators in sub-model (7).

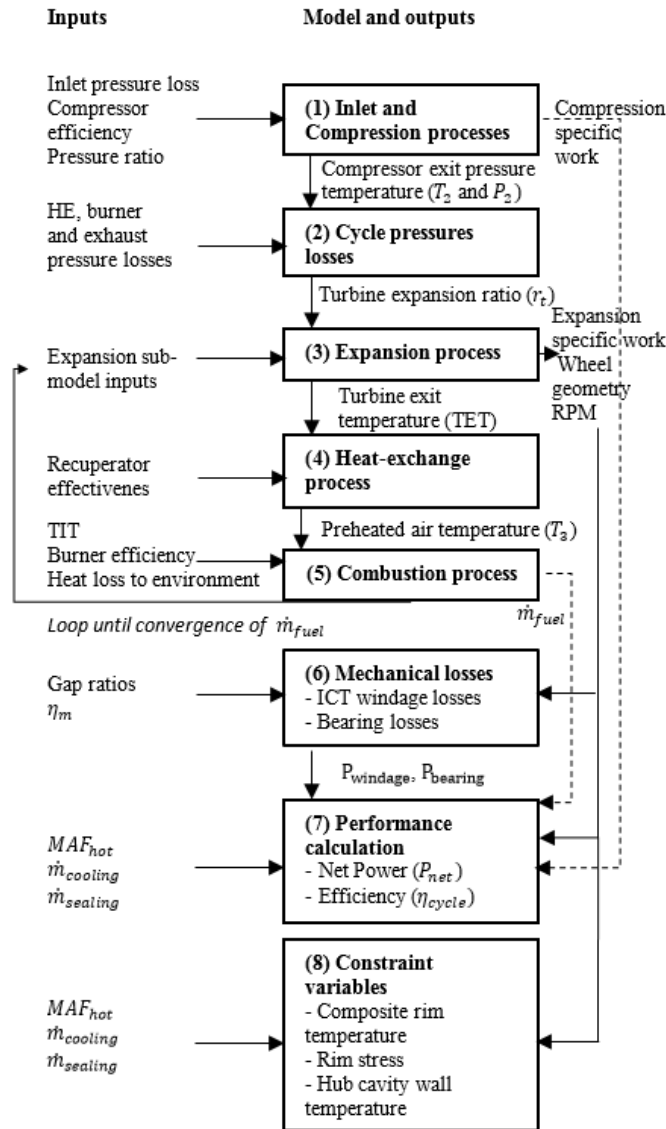


Figure 4.3 Calculation flowchart

4.3.1 Sub-model 1: Compression process

For the compression process, the exit temperature and specific work are obtained with the use of the air enthalpy and entropy. This method is more accurate than using specific heat and specific heat ratios [54]. Air properties are evaluated through the NASA 7 curve-fit polynomials [16]. The real exit temperature and the real specific work are calculated from the isentropic quantities and a compressor isentropic efficiency.

4.3.2 Sub-model 2: Cycle pressures losses

Pressure losses in the inlet and exhaust ducts (both approximated to be 1%), in the recuperator (2% for the air side and 3.5% for the gas side) and in the burner (4%) are accounted as a percentage of the total inlet pressure [48].

4.3.3 Sub-model 3: The expansion process sub-model

The expansion process sub-model is divided into 5 models as shown in Figure 4.4 to characterize the ICT expansion mechanisms. The expansion specific work is calculated from a total-to-static efficiency and considering the heat losses to the cooling air flow. The leakages of cooling air to the mainflow reduce the turbine exit temperature (TET). The two other additional losses due to the ICT configuration, windage and cooling losses, are accounted in sub-models 6 and 7.

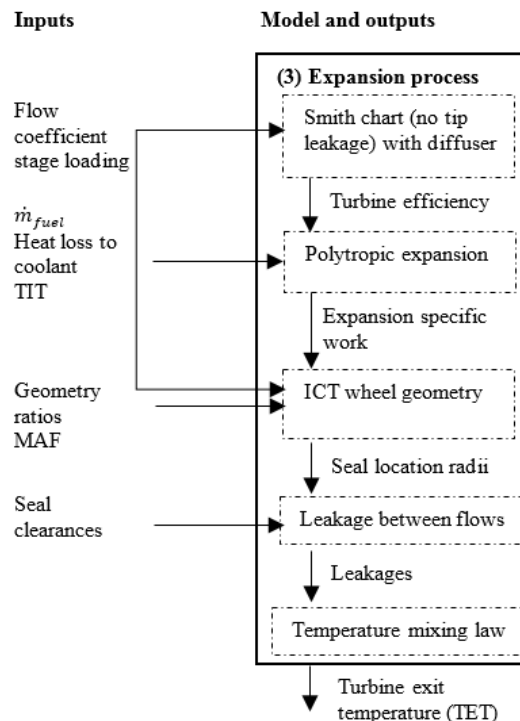


Figure 4.4 The expansion process flowchart

The turbine isentropic efficiency

Total-to static turbine isentropic efficiency is calculated from the total-to-total efficiency value given by the Smith chart [50] without tip leakage losses and a diffuser pressure recovery factor

of 70%. The efficiency is dependent on the flow coefficient and the stage loading which value are taken to 0.6 and 2 according to Smith definition. Including the diffuser effect, these values lead to an efficiency of 88.4%.

The polytropic expansion

The expansion model uses the enthalpy and entropy properties of the combustion products computed with NASA-7 polynomial coefficients to compute the specific work and exit temperature. The ideal isentropic process is replaced by an ideal polytropic process as the gas release a portion of its energy to the cooling flow as a form of heat. The value of the polytropic coefficient is adjusted with the heat rate calculated later on in the submodel (8) and observed values are approximately between 0.3 to 0.8 %.

ICT wheel geometry

The wheel geometry is required to know the seal radii to compute leakages, compute the ICT windage losses and predict the composite rim temperature. The wheel radial and tangential layout are shown in Figure 4.5 and Figure 4.6.

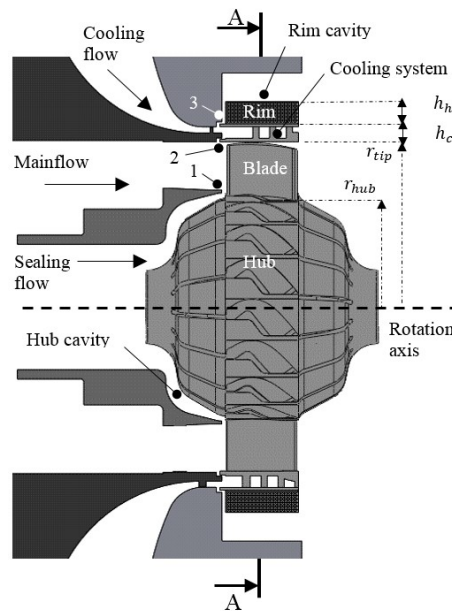


Figure 4.5 Turbine cross section, radial characteristic dimensions and seal location 1,2,3

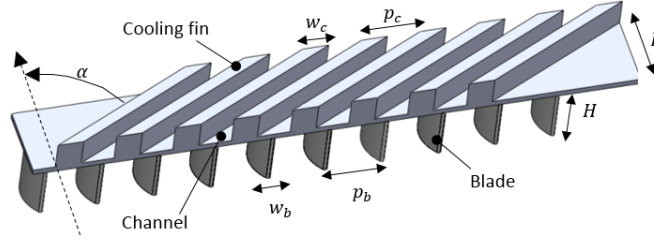


Figure 4.6 Unwrapped blades and cooling system

The mainflow section follows a conventional single axial stage layout. The method to obtain a geometry is adapted from the preliminary axial turbine design method [12]. The rotor tangential speed (U) and flow axial velocity (c_x) are obtained from the stage loading (Ψ) and flow coefficient (Φ):

$$U = \sqrt{\frac{\Delta h}{\Psi}} \quad (4.1)$$

$$c_x = \Phi U \quad (4.2)$$

Then the flow axial annulus area (A_x) is found from the gas mass flow through the turbine (MAF_{hot}), the axial velocity (c_x) and the gas density ρ evaluated with the exit static properties:

$$A_x = \frac{MAF_{hot}}{\rho c_x} \quad (4.3)$$

The blade mean radius (r_m) and blade height (H) are found by

$$r_m = \sqrt{\frac{A_x}{4\pi} \frac{1 + HTR}{1 - HTR}} \quad (4.4)$$

and,

$$H = \sqrt{\frac{A_x}{\pi} \frac{1 - HTR}{1 + HTR}} \quad (4.5)$$

in which HTR is the Hub-to-Tip Ratio taken here with a value of 0.7. Blade tip and hub radii and RPM are given by

$$r_{tip} = r_m + \frac{H}{2} \quad (4.6)$$

$$r_{hub} = r_m - \frac{H}{2} \quad (4.7)$$

$$RPM = \frac{U}{r_m} \quad (4.8)$$

The wheel radial layout is completed with the cooling system and composite rim heights (h_c and h_h). These heights are fixed relatively to the blade tip radius by a cooling system height (h_c) to tip radius (r_{tip}) ratio and a composite rim height (h_h) to tip radius (r_{tip}) ratio. The effective fin height is 60% of the total cooling system height.

Blade axial chord (L) is defined from a fixed blade aspect ratio taken at 3.5 as recommended in reference [48]. The axial length L is the same for both the cooling system and the composite rim. Blades and channels are considered unwrapped rectangular shape (Figure 4.6) whose dimensions are defined by an inclination angle ($\alpha = 80^\circ$), pitch-to-axial-chord ratios (1.1 for the blades and 0.3 for the channels), and packing factors defined as the width (w) to pitch (p) ratio (20% for the blade and 32% for the channels).

Leakages

The mass flow of gas (\dot{m}_{gas}) and air ($\dot{m}_{cooling}$ and $\dot{m}_{sealing}$) arriving at the rotor are subject to leakages through seals at location 1, 2 and 3 as shown in Figure 4.7. The leakages at the rotor exit are neglected as the pressures are all close to atmospheric. The leakages from the hub sealing and rim cooling to the mainflow affect the cycle efficiency by decreasing the cooling flow available through the channels and by decreasing the recuperator gas entry temperature.

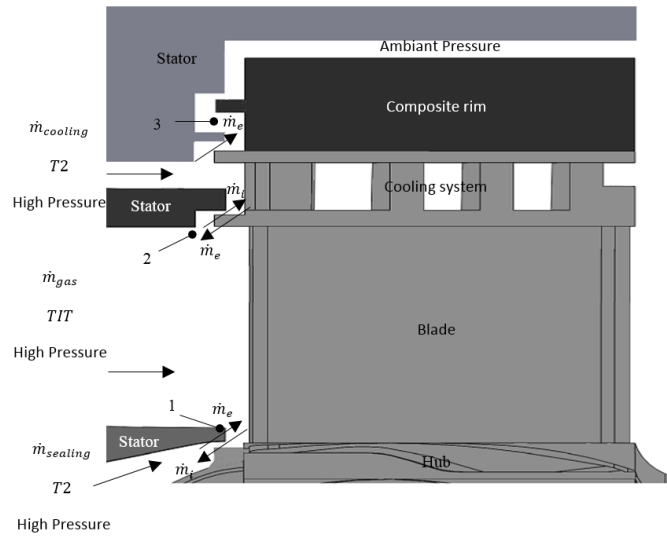


Figure 4.7 Rotating seal leakages

The leakages are controlled by two radial seals, one in location 1 and one in location 2, and by a two-teeth radial labyrinth seal in location 3. Non-axisymmetric pressure distributions are assumed for flows leaving the mainflow and rim cooling stators as pointed out by the ingress/egress theory [35,49]. The pressures in the hub and rim cavities are approximated as uniform.

Leakages of mainflow gas into air cavities are referred as ingress (\dot{m}_i) while leakages of air cooling to the mainflow and to the rim cavity are referred as egress (\dot{m}_e).

An orifice model with a discharge coefficient of $C_D = 0.7$ and seal clearance (s_c) of 0.3 mm is applied to predict ingress (\dot{m}_i) and egress (\dot{m}_e) rates across single radial seals 1 and 2. A labyrinth model is used to predict leakage through the two teeth labyrinth seal 3 [34].

At seal location n°1, the ingress of hot gases (\dot{m}_i) into the hub cavity is reduced by a sealing air to prevent the hub made of a superalloy from overheating. The hub cavity temperature (T_{hub}) is found by energy conservation between the sealing air and the hot gas ingress. A minimum of sealing air is supplied to avoid cycle efficiency deterioration. A superior 900K limit is chosen for T_{hub} .

At seal location n°2, the cooling air pressure is maintained higher than the mainflow pressure to prevent large ingress of hot gases in the rim cooling.

After leakage computation, the mass of each flow (\dot{m}_{gas} and $\dot{m}_{cooling}$) are recalculated at rotor inlet according to inflows/outflows.

Mixing

Cooling flows that leak towards the mainflow are assumed to remain stratified within the rotor so these cold flows do not produce work and mix with the mainflow only at the turbine exit. The turbine exit temperature is found following energy conservation between the mainflow and the leakages.

4.3.4 Sub-model 4: Heat exchange sub-model

The recuperator sub-model has an effectiveness (ϵ_{HE}) defined by:

$$\epsilon_{HE} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (4.9)$$

in which the station numbers refer to the one defined Figure 4.2.

4.3.5 Sub-model 5: Combustion sub-model

The combustion sub-model firstly assumes the methane with a Lower Heating Value (LHV) of 50.044 MJ/kg to burn completely in air medium producing only water, carbon dioxide, nitrogen and oxygen. Then, a combustion efficiency (η_b) of 99% is used to account for combustion losses. A surplus of fuel flow accounts for the heat dissipation from the engine housing structure to the environment. Typical value targeted for the heat loss to the environment are between 2% to 4% of the total fuel heat input [33].

4.3.6 Sub-model 6: The mechanical losses sub-model

Mechanical losses are added to account for the turbine windage and bearing losses.

ICT windage losses

The rotor is submitted to drag on the hub and rim side surfaces and on the rim hoop surface. The theory on rotating disk in enclosed cavity [17] is used for drag on side surfaces and the theory

on rotating cylinder in enclosed cavity [15] is used for the hoop surface. The friction moment coefficient (C_M) is given for disks by:

$$C_{M_{Disk}} = \frac{M_{Disk}}{\frac{1}{2}\rho\Omega^2 a^5} \quad (4.10)$$

and for cylinders by :

$$C_{M_{Cylinder}} = \frac{M_{Cylinder}}{\frac{1}{2}\rho\Omega^2 S a^3} \quad (4.11)$$

in which M is the friction moment, S is the hoop surface, ρ is the surrounding air density, a is the disk or cylinder radius and Ω is the angular speed. C_M is dependent on the Reynold number and the gap to radius ratio. Encountered Reynold numbers are in the range of 10^6 to 10^7 for the turbine rating power observed. Assuming gaps to radius of 2%, the value of C_M lies in the range of 0.001 to 0.005. The power loss is given by

$$P_{windage} = M\Omega \quad (4.12)$$

Bearing losses

The bearing losses are accounted for by a mechanical efficiency η_m , taken at 99%, such that:

$$P_{bearing} = \frac{P_c}{\eta_m} - P_c \quad (4.13)$$

where P_c is the compressor power.

4.3.7 Sub-model 7: The target variables

The compressor power (P_c) is the compression specific work (w_c) multiplied by the air mass flow (MAF). The power required to drive the compressor is obtained by summing (P_c) and the bearing losses ($P_{bearing}$). The turbine available shaft power (P_t) is obtained from the expansion specific work (w_t) by multiplying by the gas mass flow (after leakage deduction) and subtracting from it the wheel windage losses. The net available power (P_{net}) is the difference between the turbine power and the power to drive the compressor. The efficiency is based on the fuel lower heating value:

$$\eta_{cycle} = \frac{P_{net}}{\dot{m}_{fuel} Q_{LHV}} \quad (4.14)$$

4.3.8 Sub-model 8: The constraints

Three constraints are critical metrics for the ICT, namely: the composite rim inner wall temperature (T_{rim}), the composite rim failure criterion, and the hub cavity temperature (T_{hub}). T_{hub} has been treated in the leakages sub-model 3.

The composite rim inner wall temperature

Cooling air is supplied through channels to provide insulation between the hot expanding gas and the composite rim. The network of cooling channels can be made from a monolithic superalloy construction or from the assembly of segmented ceramic blocks. A radial thermal network is constructed in the rotor plane (Figure 4.8) to predict the rim inner wall temperature. The heat rate from the hot gas to the coolant is computed and the cooling temperature rise across the channels is deducted. The thermal network is applied once more at rotor outlet with the increased cooling flow temperature. The composite rim temperature computed with the cooling temperature raised is the quantity watched out as a constraint.

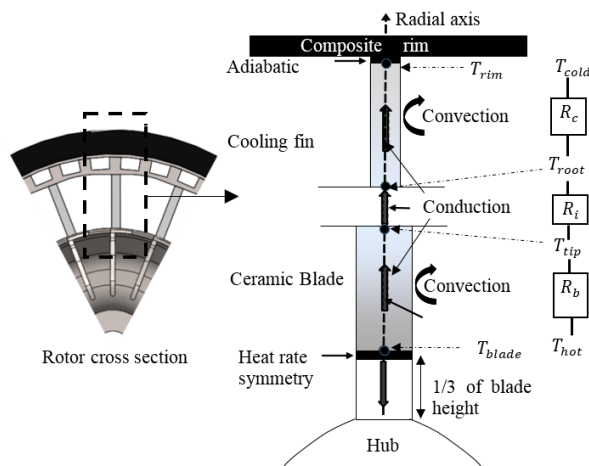


Figure 4.8 Thermal network

The model computes the temperature (T_{rim}) at the rim inner surface directly upward of the blades and cooling fins. Finite Element Analysis (FEA) revealed that only the upper 2/3 height of the blade must be considered due to heat rate symmetry. Adiabatic condition is supposed at

the cooling fin end in contact with the composite rim because the composite is made of a poor heat conducting polymer matrix (0.3 W/m K compared to 6 W/m K for the cooling system).

Heat is conveyed from the mainflow to the cold flow through the blade and cooling fin. It is approximated that heat rate per unit area is equal at the blade top surface and at the cooling fin root surface. By applying the fin theory available for the blade and the cooling, T_{rim} is obtained as function of the hot gas temperature T_{hot} , the cold air temperature T_{cold} and the network resistances by:

$$\frac{T_{rim} - T_{cold}}{T_{hot} - T_{cold}} = \frac{1}{\cosh(me)} \frac{R_c}{R_{total}} \quad (4.15)$$

R_c is the cooling fin resistance, R_{total} is the total resistance, e is the cooling fin height and m is the cooling fin parameter defined by:

$$m = \sqrt{\frac{h_{cold} p_c}{k_c A_c}} \quad (4.16)$$

k_c refers to the cooling fin thermal conductivity, h_{cold} is the cold convective coefficient acting on the fin surface and A_c is the fin cross sectional area.

The convection coefficient on the blades is computed from the average Nusselt number for a turbulent flow over a flat plate [7]. The convective coefficient in the cooling system is taken from forced flows in rectangular tubes [7].

The Composite Rim Failure Criterion

The wheel rotation induces tangential stress in the rim due to centrifugal forces. The stress is augmented by the pressure load of the cooling system and the blades. It is supposed that, in rotation, the hub is strong enough to support centrifugal loads thus inducing no load on the composite rim. Moreover, the cooling system is assumed to be made from segmented blocks so that only the rim is loaded in tension. The rim internal pressure is calculated considering the mass of the ceramic blades and cooling system being centrifuged against the rim inner wall. To obtain the stress field within the composite rim, the plane stress assumption ($\sigma_z = 0$) is used as the composite rim has a short axial length. The composite rim is considered as an anisotropic material where the mechanical properties along the fiber are different than those in the transverse

plan. Knowing the stress field, the Tsai-Hill criterion is applied to predict the composite failure. Ultimate strengths of the material are those of commercially available carbon polymer composites.

4.4 Simulation Results

A set of experimental data on state of the art microturbines without ICTs in the 50 to 350 kW range is first used for validation of the thermodynamic cycle. Then, the ICT specific losses are added to evaluate the performance of a 200 to 300 kW class recuperated microturbine using an ICT. A Monte Carlo simulation gives the uncertainties on the cycle efficiency when model input variables are uncertain. A design corresponding to mean efficiency obtained from the simulation is presented.

4.4.1 Model Validation

The model excluding the ICT-specific losses is validated against 3 non-inside-out microturbines: the Turbec T100 [19], the Capstone C200 [58] and the CGT302 [52]. The thermodynamic cycle parameters for these turbines are extracted from manufacturer data and grouped in Table 4.1. The specifications for an ICT-based engine are brought in Table 4.1 in the right column for later on analysis.

The thermodynamic model is run for each of the three microturbines but with conventional turbine wheel designs. Comparisons are made according to the cycle efficiency and power. Results of the model and the error relatively to the data are provided in Table 4.2.

The model accuracy against data is within 3% for both the efficiency and power except for the C200 power variable where it rises to 4.6% (equivalent to 1.9% for the efficiency). In all cases the predicted efficiency is within 0.7 efficiency point of the experimental values.

Table 4.1 Microturbines data (calculated or approximated values are marked with the * symbol)

Parameters	Turbec T100	Capstone C200 DERATE	CGT302	ICT based Engine
Inlet Pressure	0.96 bar		1 bar	
Inlet Temperature	292 K		277.45K	
MAF (compressor entrance)	0.8 kg/s	1.32 kg/s	0.92 kg/s	MAF _{hot} = 1 kg/s
Compressor isentropic efficiency (include windage)	76.5%*	80.7%	79.1%	85%
Heat exchanger effectiveness	88.9%	91 %	80 %	92%
Air side/Gas side HE press. losses	8180 Pa/3100 Pa	2%/3.5%*	2%/4%	2%/3.5%
Fuel type	natural gas	methane	methane	methane
TIT	1206 K*	1155	1607K	1600
Burner pressure loss	5.9%	4%*	6%	4%
Combustion efficiency	99%	99%*	99%	99%
Heat input (kW)	330			
QLHV	52.4 MJ/kg			
Turbine isentropic efficiency	85%*	86.7%	87%	88.4%
Mechanical efficiency	99%*	99%*	97%	99%
Heat losses to environment	13.6kW	20.7kW*	29.3kW*	4% of heat input
Net Shaft Power	110 kW *	199.5kW	311kW	
Net Shaft Efficiency	33.5%*	37.6%	42.1%	

Electrical Efficiency Conversion	85%*	90.24%		
Net Electrical Power	94	180	NA	
Net Electrical Efficiency	28.5	33.9	NA	

Table 4.2 Model comparison with the data

	T100		C200		CGT302	
Quantities	Model	Error	Model	Error	Model	Error
Cycle efficiency	33.18	1%	36.9	1.9%	42.8	1.6%
Net Power (kW)	113	2.7%	190.4	4.6%	313	0.7%

4.4.2 Performance Prediction for an ICT-Based Microturbine

The model is used to predict the performance of a microturbine with an ICT whose nominal input values are given in the last column of Table 4.1. Parameter variations are introduced in a Monte Carlo simulation to take into account uncertainties on the value of the fuel flow rate, the heat loss to environment, the turbine efficiency, the mechanical efficiency, the rim cooling, the windage losses and the seal leakages.

Uncertain Parameters

The parameters driving the main uncertainties in the model are shown in Table 4.3 along with the lower and upper bound variation from their nominal value. Picard et al. showed experimentally on smaller wheel size that windage losses ($P_{windage}$) can be 35% higher than their theoretical model [36]. Convective coefficients to predict rim inner temperature and so the rim cooling required lie in a $\pm 30\%$ precision interval [7]. Heat losses to the environment ($Q_{environment}$) which are targeted as 4% of the fuel heating value can be within 2% to 8% as experienced in reference [33]. The seal clearances s_c can be $\pm 50\%$ of the nominal value in running operation. $\pm 2\%$ variation is attached to the turbine efficiency (η_t), -2% is attached to combustion efficiency (η_b) and the mechanical efficiency (η_m). More confidence is given to

other variables like the compressor efficiency, the heat exchanger effectiveness as they are taken from commercially available components.

Table 4.3 Uncertain variable selected for Monte Carlo Simulation with their bounds

Uncertain Variables	Lower Bound	Upper Bound
η_b	-2%	0%
$Q_{\text{environment}}$	-50%	+200%
η_t	-2%	+2%
η_m	-2%	0%
h_{cold} and h_{hot}	-30%	+30%
P_{windage}	0%	+35%
s_c	-50%	+50%

Monte Carlo Simulation

A random uniform distribution is attributed to the uncertain parameters between the upper and lower bounds and 1000 design point samples are generated while the other variables are held constant. Cycle efficiency, the rim inner temperature, the rim composite failure criterion and the hub cavity temperature are monitored as output parameters for each run. For each run, the amount of cooling is adjusted through an optimization subroutine to keep the composite rim below 600K while minimizing the cooling mass flow. The hub cavity temperature is also checked to be under 900K (Inconel limit temperature). The rim composite failure criterion value is checked to be under 1 with a 1.3 safety margin for each random design. The probability density function associated with the distribution of efficiency data accounting for the uncertainties and the cooling rate variation is shown Figure 4.9. The efficiency mean and standard deviation are respectively 45.4% and 1.16%. The distribution of cooling rates (\dot{m}_{cooling}) to the core flow (MAF_{hot}) ratio that satisfies *Trim* below 600K and maximizing the efficiency has a mean value of 5.33% and a standard deviation of 0.89.

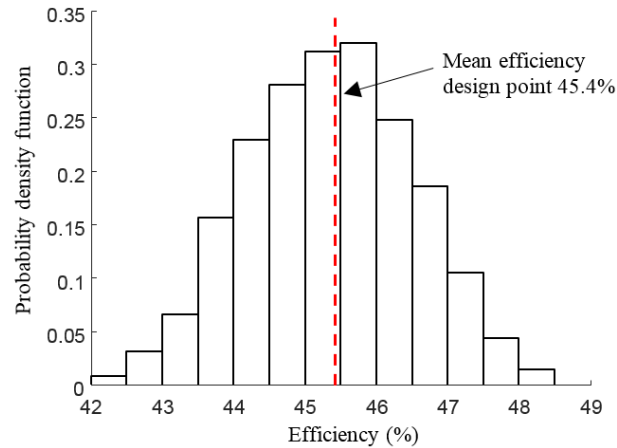


Figure 4.9 Efficiency distribution from the Monte Carlo simulation

Nominal design leading to the mean efficiency

The design point corresponding to the mean efficiency is taken from the samples and detailed in this subsection.

The temperatures, pressures and mass flows along the cycle are shown in Figure 4.10 according to station numbering of Figure 4.2. The turbine wheel resulting from the model has the dimensions and the rotational speed shown in Table 4.4

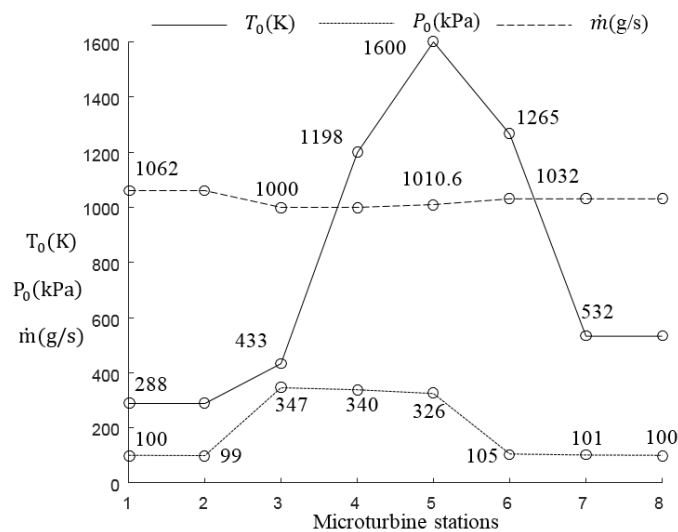


Figure 4.10 Microturbine thermofluid quantities

Table 4.4 Wheel preliminary design and rotational speed

r_{hub}	6.62 cm	RPM	53464 RPM
r_{tip}	9.45 cm	p_c	2.4 mm
H	2.84 cm	p_b	9 mm
h_c	0.95 cm	w_c	0.8 mm
h_h	1.23 cm	w_b	1.8 mm
Rim inner radius	10.4 cm	L	8.1 mm
Rim outer radius	11.63 cm		

The cooling flow consumption is 55 g/s or 5.5% of the mainflow of 1 kg/s. From the 55g/s fed to cooling channels, only 27g/s actually flows through the channels with 13g/s leaking to the rim cavity and 15 g/s to the mainflow. The sealing flow consumption is 7g/s or 0.7% of the mainflow and the ingress of gas in the hub cavity is 5g/s. These results in 12g/s of egress to the gas.

The predicted cycle performance for the design is shown in Figure 4.11 including the losses impact on the thermodynamic efficiency with emphasis on ICT-specific losses. The top block groups losses associated with a conventional microturbine for a total of 3.6 pts or 7.8kW (i.e. from 52.3% to 48.7%), including: heat losses to environment (-1.6 pts), bearing losses (-0.7 pts), sealing losses (-0.2 pts), leakage between the mainflow and the sealing flow (-0.89 pts), and hub windage (-0.25 pts). The combined additional losses imposed by the ICT design compared to a hub-centered design reduces the efficiency by around 3.3 pts or 13.4kW (i.e. from 48.7% to 45.4%). These additional losses are: from the polytropic expansion (-0.25 pts), the composite rim windage (-0.95 pts), the cooling pumping losses (-0.8 pts), the leakage of cooling to the mainflow (-0.92 pts) and the leakage of cooling to the rim cavity (-0.37 pts).

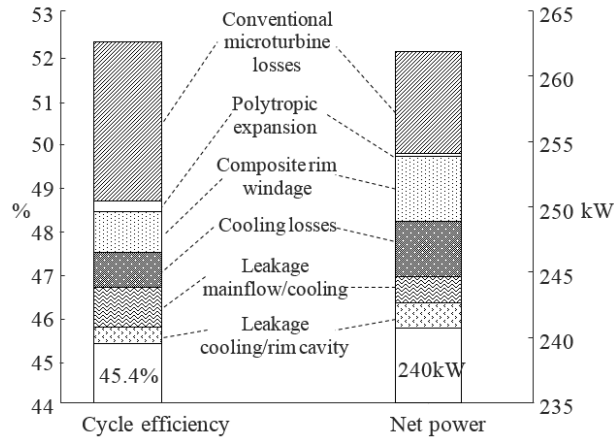


Figure 4.11 Cycle performance and losses impact prediction

Bottom line is that the most probable achievable cycle efficiency for an ICT microturbine is 45.4% which significantly exceeds the 37.6% cycle efficiency achieved by the current commercial microturbines. This increase in efficiency enabled by the ICT would lead to 20% economy in fuel consumption.

4.5 Summary and Conclusions

The low tensile strength and impact resistance properties of ceramics have impeded the development of ceramic turbines based on conventional hub centered designs. Inside-out turbines (ICT), exposing ceramic blades mainly to compression loads by using a composite rim at the blades periphery, offers a potential solution to achieve simultaneously high temperatures and reliability.

This paper presents a system-level model of a recuperated microturbine using an ICT. Sub-models are developed for all dominant loss mechanisms specific to the ICT configuration such as cooling flow prediction, windage drag, seal leakages and polytropic expansion. Accuracy of the model's conventional thermodynamic section is validated by comparing predictions with the experimental results of the existing microturbines in the literature. Uncertainties associated with the additional loss mechanisms are considered by varying the loss driving parameters in a Monte Carlo simulation.

A cycle efficiency of 45% with a standard deviation of 1% is obtained for a 240 kW engine. This results in a fuel consumption reduction of 20% over current commercially available state of the art commercially available microturbines. A detailed analysis of the results reveals that the main specific losses are the cooling requirement, the cooling leakage and the composite rim windage totalizing 13.4kW and decreasing the efficiency by 3.3 points. These results show that the increase in temperature outweighs the additional losses from the composite rim and thus the ICT configuration could provide high reliability for ceramics while allowing a high engine efficiency thus giving microturbines the chance to grow in the CHP market.

4.6 Acknowledgment

The authors would like to thank Ceragy Engines and the National Sciences and Engineering Research Council for funding this project as well as the Ceragy Engines employees for their valuable support.

CHAPITRE 5 EXPLORATION DE L'ESPACE DE DESIGN

Dans ce chapitre, une analyse de sensibilité est conduite en faisant varier les principales variables du cycle autour de leur valeur nominale présentée dans le chapitre 4. Ensuite, une optimisation du système de refroidissement et de l'épaisseur du Rim rotor visant à maximiser l'efficacité de cycle est présentée. Enfin, les performances ainsi que les pertes spécifiques à l'architecture renversée sont étudiées en fonction de la puissance du moteur puis comparées aux performances d'une turbine métallique.

5.1 Analyse de sensibilité

Les variables d'entrée sélectionnées pour mener l'analyse sont données dans le Tableau 5.1. Ce sont des variables caractéristiques du cycle thermodynamique ainsi que de l'architecture renversée. Deux séries de variables sont sélectionnées. La première relève du cycle conventionnel tandis que la deuxième série comprend les variables spécifiques à la turbine renversée. Un intervalle de variation est choisi pour chacune des variables et est donné également dans le Tableau 5.1. L'étude de sensibilité est menée en faisant varier une variable à la fois, les autres étant fixés à leur valeur nominale donnée au chapitre 4 pour le d'un moteur de 240kW.

Tableau 5.1 Variables sélectionnées pour l'analyse de sensibilité

<u>1^{re} série</u> : Variables du cycle		
Efficacité isentropique compresseur (%)	η_c	[75;90]
Rapport de pression	r_p	[2;6]
Efficacité du récupérateur (%)	η_{HE}	[80;92]
Température Entrée Turbine (K)	TIT	[1200;1800]
Efficacité isentropique turbine+diffuseur (%)	η_t	[80;90]
<u>2^e série</u> : Variables propres à la turbine renversée		
Débit de refroidissement par rapport au flux principal (%)	$\frac{\dot{m}_{cooling}}{MAF_{hot}}$	[3;15]

Hauteur du système de refroidissement par rapport au rayon au <i>tip</i> (%)	CHT	[10;20]
Puissance perdue par windage du rim rotor + 10%	$P_{windage}$	[0% ; +100%]
Fuite d'air de refroidissement vers le flux principal (% du débit de refroidissement)		[0;50]
Fuite d'air de refroidissement vers la cavité de l'anneau en composite (% du débit de refroidissement) +1%		[0;50]
Fuite du chaud vers le l'air de refroidissement de l'anneau (% du flux chaud)		[0;1.5]

La sensibilité, montré à la Tableau 5.2 est présentée par la valeur moyenne de la variation de l'efficacité de cycle (en point d'efficacité) lorsque la variable est augmentée d'une unité spécifiée.

Tableau 5.2 Variation moyenne de l'efficacité en fonction des variables caractéristiques du cycle

Augmentation du facteur	Variation moyenne de l'efficacité en points d'efficacité
$\eta_c + 1\%$	+0.35
$r_p + 0.1$	+0.35*
$\eta_{HE} + 1\%$	+0.7
$TIT + 100K$	+1.8
$\eta_t + 1\%$	+0.52
Débit de refroidissement par rapport au flux principal (%) + 1%	-0.28**
Hauteur du système de refroidissement par rapport au rayon au <i>tip</i> (%) +1%	-0.03**
Puissance perdue par windage du rim rotor + 10%	-0.11***
Fuite d'air de refroidissement vers le flux principal (% du débit de refroidissement) +1%	-0.05***

Fuite d'air de refroidissement vers la cavité de l'anneau en composite (% du débit de refroidissement) +1%	-0.03
Fuite du chaud vers le l'air de refroidissement de l'anneau (% du flux chaud) +1%	-2.6

*L'optimum de rapport de pression se situe autour de 4.7. Au-delà de cette valeur l'efficacité décroît

**Le système de refroidissement n'est pas optimisé. Par exemple si le débit de refroidissement augmente alors la hauteur du système de refroidissement peut être diminuée, mais cela n'a pas été implémenté et sera abordé dans la section 5.2.

***Lorsque les fuites sont augmentées de 1%, le débit de refroidissement est ajusté pour garder la température du composite à 600K.

Les résultats précédents viennent compléter les dire de l'introduction, à savoir les gains significatifs de performance par l'augmentation du TIT et de η_{HE} . Près de deux points d'efficacité sont gagnés en moyenne pour chaque incrément de 100K sur le TIT et 0.7 point sont gagnés par incrément de 1% sur η_{HE} . Les variables comme le rapport de pression, les efficacités isentropiques apportent aussi un gain significatif.

Les phénomènes suivants ont un impact majeur sur l'efficacité du cycle : le débit de refroidissement, les pertes par *windage* du rim rotor, les fuites d'air de refroidissement vers le flux chaud principal (-0.05 point sur l'efficacité par incrément de 1% sur la fuite), les fuites du chaud vers le débit de refroidissement qui doivent être empêchée (-2.6 points sur l'efficacité par incrément de 1% sur la fuite). Ce chiffre important de -2.6 points est dû au fait que les fuites sont exprimées comme pourcentage du débit chaud (~ 1 kg/s) ce qui donne des fuites relativement importantes. Ces fuites se mélangent à l'air de refroidissement du Rim et pour maintenir le Rim en dessous de 600K, il faut augmenter le débit de refroidissement ce qui réduit l'efficacité de cycle.

5.2 Optimisation du système de refroidissement

Dans cette section, l'optimisation de l'efficacité de cycle est menée sur le système de refroidissement en faisant varier deux variables : le débit de refroidissement et la hauteur du système de refroidissement. L'épaisseur du Rim est ajustée pour soutenir les efforts avec un coefficient de sécurité de 1.3.

5.2.1 Problème d'optimisation

Le design nominal du chapitre 4 est repris et une optimisation est menée pour le système de refroidissement et pour l'épaisseur du Rim rotor. 3 variables sont optimisées : le débit de refroidissement ($\dot{m}_{cooling}$), la hauteur du système de refroidissement (h_c), l'épaisseur du rim rotor (h_r). Le problème d'optimisation est le suivant :

- Objectif : Max η_{cycle}
- Contraintes: $T_{rim} = 600 K$ et $R_{hill} = 0,77$
- Variables : $\dot{m}_{cooling}, h_c, h_r$

5.2.2 Profil des pertes énergétiques et efficacité de cycle

Si le problème d'optimisation n°1 est résolu seulement pour les contraintes, alors plusieurs couples ($\dot{m}_{cooling}, h_c$) permettent de maintenir le Rim à 600K, mais pas toutes sont optimales d'un point de vue efficacité de cycle. Le graphique de la Figure 5.1 représente les couples solutions ($\dot{m}_{cooling}, h_c$) du problème d'optimisation n°1 résolue seulement pour les contraintes.

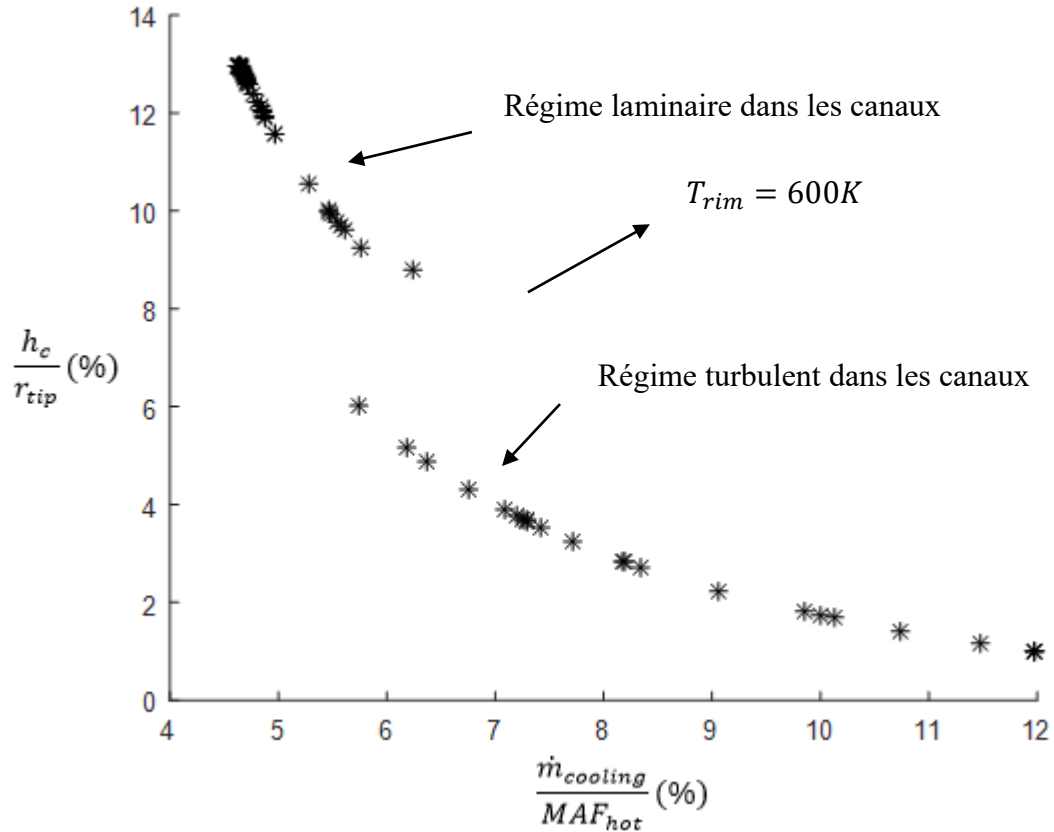


Figure 5.1 Solution (débit et hauteur de refroidissement) du problème d'optimisation n°1 résolue seulement pour les contraintes

Les solutions du problème d'optimisation montrent que pour maintenir T_{rim} à 600K, soit une grande hauteur de système et un faible débit sont possibles soit une faible hauteur et un plus grand débit est possible.

La Figure 5.2 représente le profil des pertes énergétiques pour les triplets solutions du problème d'optimisation n°1 résolu seulement pour les contraintes. À faible débit, les pertes par *windage* sont élevées alors que pour un grand débit se sont les pertes par pompage qui sont élevées.

La pénalité due à la fuite de l'air de refroidissement vers le flux principal et vers la cavité supérieure du Rim est mesurée par son impact sur l'efficacité (Figure 5.3). Cependant, l'impact sur l'efficacité du cas avec fuite est plus grand que le cas sans fuite : c'est environ un point d'efficacité qui est perdu.

La Figure 5.3 montre que l'efficacité présente un optimum qui a pour valeur 45.7% pour un débit de refroidissement égal à environ 5.7% du débit principal, pour une hauteur de système de refroidissement égale à 9.3% du rayon en bout de pale, une épaisseur de Rim rotor égale à 9.7 mm.

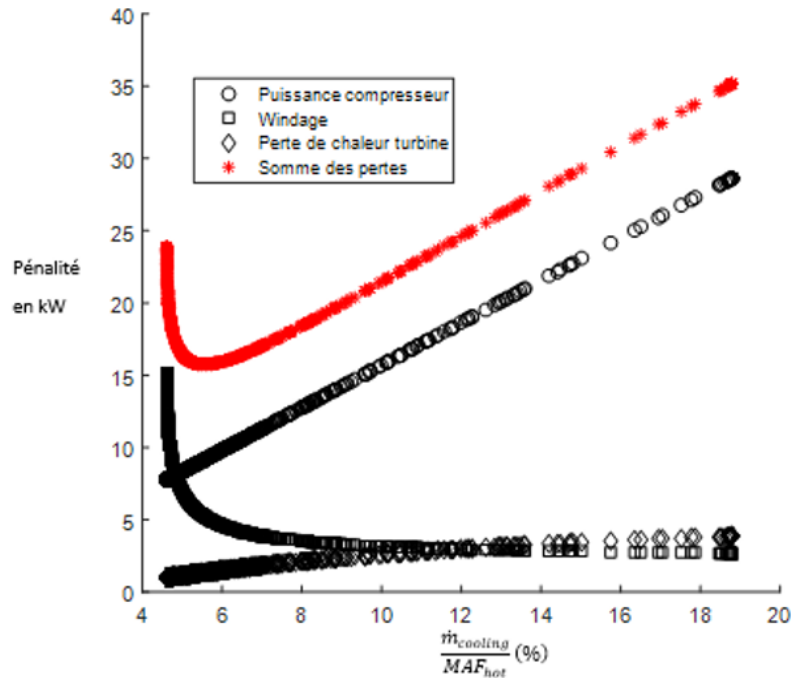


Figure 5.2 Pénalité associée au chacune des pertes énergétiques excepté la fuite d'air de refroidissement

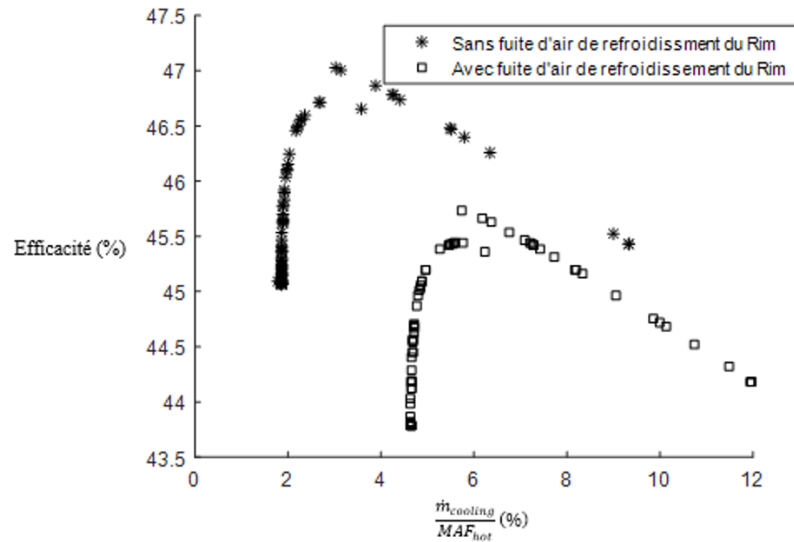


Figure 5.3 Impact sur l'efficacité des fuites d'air de refroidissement

5.3 Performance en fonction de la puissance

Cette section compare les performances de cycle d'une turbine renversée et d'une turbine métallique en fonction de la puissance.

5.3.1 Efficacité des composants, non-fonction de la puissance

L'efficacité de cycle permise par une turbine en céramique renversée pour les microturbines est étudiée en fonction du débit d'air nominal à l'entrée compresseur (MAF), autrement dit de la puissance nominale. Le design nominal à 240 kW présenté au chapitre 4 est pris comme base et le débit d'air est varié de façon à couvrir des puissances nominales de 100kW à 1MW. Dans cette gamme de puissance, il est supposé dans un premier temps que l'efficacité optimale des composants ne varie pas. Pour chaque débit d'air ou valeur de puissance nominale, le débit de refroidissement est ajusté pour maintenir $Trim$ à 600K. L'efficacité nette de cycle ainsi que la pénalité induite par chaque phénomène de perte sont présentées à la Figure 5.4 en fonction de la puissance nominale et du rayon externe au Rim rotor.

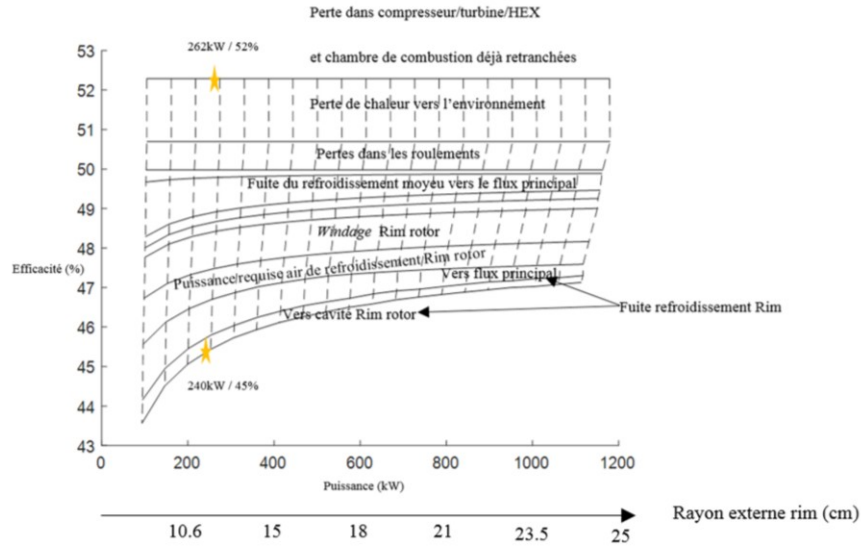


Figure 5.4 Efficacité et pénalités en fonction de la puissance de la microturbine

De façon générale, le graphique précédent montre que l'efficacité nette (après soustraction des pertes) est meilleure à haute puissance qu'à petites puissances. La différence est telle que l'efficacité est d'environ 44% à 100kW alors qu'elle est d'environ 47% à 1MW soit 3 points de différence. Les pertes induites par les fuites d'air de refroidissement, l'air de refroidissement requis sont plus importants à faibles puissances. Les autres pertes et en particulier le *windage* sont constantes en fonction de la puissance.

5.3.2 Efficacité des composantes fonction de la puissance

En dessous de 100kW, l'efficacité du compresseur et de la turbine est fonction de la puissance. Premièrement, une méthode analytique est développée pour déduire l'efficacité des petits compresseurs et turbines en fonction de la puissance. Ensuite, ces efficacités variables sont introduites dans le calcul de l'efficacité de cycle pour en déduire l'effet de la puissance sur l'efficacité de cycle.

Méthode analytique pour déduire l'efficacité des petites turbomachines

L'influence de la taille du compresseur (respectivement de la turbine) sur l'efficacité isentropique est prise de la référence [39] où les efficacités des composantes ont été mesurées sur plusieurs compresseurs et turbines de Solar Turbines®. Selon cette référence, l'efficacité isentropique (η) décroît par rapport à l'efficacité optimale rencontrée à grosse échelle

($\eta_{optimale}$) en dessous d'un diamètre de bout de pale (D) inférieur à un diamètre de référence ($D_{réf}$) égale à 5 pouces soit 12.7 cm selon :

$$\text{si } D < D_{réf} \text{ alors } \frac{1 - \eta}{1 - \eta_{optimale}} = \left(\frac{D_{réf}}{D} \right)^n \quad (5.1)$$

où n est coefficient empirique égal à 0.5. Si $D \geq D_{réf}$ alors $\eta = \eta_{optimale}$. $\eta_{optimale}$ vaut environ 85% environ. Il faut relier le diamètre au débit pour déduire l'efficacité en fonction du débit et donc de la puissance. D'abord, le diamètre peut être relié à la vitesse de rotation pour les compresseurs grâce à ce que la référence [41] appelle *work factor* (q) qui est semblable au *stage loading* définit par :

$$q = \frac{\Delta H}{U^2} \quad (5.2)$$

où ΔH est le changement d'enthalpie et U est la vitesse tangentielle de rotation. Le *work factor* se situe généralement entre 0.65 et 0.88.

Ainsi, le diamètre D est relié à q et à la vitesse de rotation ω par :

$$D = \frac{2}{\omega} \left(\frac{\Delta H}{q} \right)^{0.5} \quad (5.3)$$

La vitesse de rotation ω peut être reliée à un autre paramètre adimensionnel qui est la vitesse spécifique (*specific speed*) N_s défini par :

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{\Delta H_{ad}^{\frac{3}{4}}} \quad (5.4)$$

La vitesse spécifique relie le rapport de pression (qui est dans ΔH_{ad}), la vitesse de rotation ω et le débit volumique Q en entrée ou sortie du composant. ΔH_{ad} est le changement d'enthalpie si le processus de compression est isentropique (*adiabatic head*). La valeur de N_s varie entre 0.7 et 1.2. Si les équations 5.3 et 5.4 sont combinées ensemble, le diamètre D est fonction des paramètres adimensionnelles N_s et q , de ΔH_{ad} , ΔH et Q selon :

$$D = \frac{2\sqrt{Q}}{N_s \Delta H_{ad}^{\frac{3}{4}}} \left(\frac{\Delta H}{q} \right)^{0.5} \quad (5.6)$$

Le changement d'enthalpie ΔH est relié au changement d'enthalpie isentropique (ou adiabatique ΔH_{ad}) par l'efficacité isentropique soit pour un compresseur :

$$\eta = \frac{\Delta H_{ad}}{\Delta H} \quad (5.7)$$

En combinant les équations 5.6 et 5.7, le diamètre s'exprime en fonction de l'efficacité selon :

$$D = \frac{2\sqrt{Q}}{N_s \Delta H_{ad}^{\frac{3}{4}}} \left(\frac{1}{\eta q} \right)^{0.5} \quad (5.8)$$

Les équations 5.1 et 5.8 sont deux équations qui peuvent être résolues pour les deux inconnus η et D . Le modèle est validé sur les données existantes de compresseurs centrifuges de la référence [41] ainsi que sur des compresseurs de turbocompresseurs de la marque Garrett® [63]. Les données sont présentées dans le Tableau 5.3

Tableau 5.3 Données expérimentales pour les compresseurs centrifuges pour des applications de faible puissance

Modèle compresseur	D (cm)	Rapport de pression	MAF (g/s)	Ns	q	kRPM	Efficacité (%)
GT0632SZ [63]	3,2	2,1	37,8	NA	NA	250	68
GT2056 [63]	5,6	2,2	158,8	NA	NA	140	78
GT3788R [63]	8,8	2,3	325,1	NA	NA	85	78
T100 [41]	10,1	6,0	331,1	0,6	0,7	109	78
Allison 100 [41]	11,7	5,1	362,9	0,6	0,8	86	78
GTX4508R [63]	10,8	2,3	604,8	NA	NA	68	80
T32A [41]	14,5	5,6	639,6	0,6	0,8	72	82
Rolls-Royce 3,6 [41]	25,3	3,6	1179,3	0,5	0,7	35	81

Le modèle est appliqué sur les données précédentes en calibrant l'efficacité optimale ($\eta_{optimale}$), le work factor (q) et la vitesse spécifique (N_s) lorsque ces dernières ne sont pas

données par le fabricant. q est ajusté dans l'intervalle 0.65 à 0.88 et N_s est ajusté dans l'intervalle 0.7 à 1.2. Le diamètre en bout de pale (D), la vitesse de rotation par minute ainsi que l'efficacité sont comparés entre le modèle et les données expérimentales dans le Tableau 5.4.

Tableau 5.4 Comparaison entre le modèle analytique prédisant l'efficacité à faible puissance et les données expérimentales

	TipDiameter(cm)		kRPM		Efficacité		$\eta_{optimale}$
	Données	Modèle	Données	Modèle	Données	Modèle	
GT0632SZ [63]	3,2	3,0	250,0	251,0	68	69,0	85,0
GT2056 [63]	5,6	5,6	140000,0	129,0	78	77,5	85,0
GT3788R [63]	8,8	8,7	85000,0	84,7	78	78,2	82,0
T100 [41]	10,1	10,1	109,0	108,0	78	79,9	81,0
Allison 100 [41]	11,7	11,7	86,2	85543,0	78	80,2	81,0
GTX4508R [63]	10,8	10,7	68000,0	67,7	80	80,4	82,0
T32A [41]	14,5	14,5	72,0	71,2	82	81,0	81,0
Rolls-Royce 3,6 [41]	25,3	24,7	35,4	35,3	81	81,0	81,0

Le modèle prédit justement le diamètre, la vitesse de rotation et l'efficacité isentropique des compresseurs centrifuges étant donné une bonne calibration de $\eta_{optimale}$, q et N_s . q et N_s ont été ajusté dans le bon intervalle c'est-à-dire [0.65;0.88] et [0.7;1.2]. $\eta_{optimale}$ a été ajusté entre 81% et 85%.

Le modèle précédent est utilisé pour exprimer l'efficacité de cycle en fonction du débit d'air. Les constantes $\eta_{optimale}$, q et N_s ont pour valeur respective 85%, 0.765 et 0.95 et le rapport de pression a pour valeur 3.5 (égale à la valeur du design nominal du chapitre 4). L'efficacité ainsi que le diamètre en bout de pale D (*tip diameter*) sont tracés en fonction du débit d'air à la Figure 5.5. Le modèle prédit une décroissance de l'efficacité à partir d'un débit d'air de 550 g/s équivalent à un diamètre D de 5 pouces et à une puissance de 130kW environ. Selon la référence [40], en dessous d'un débit de 0.1 lb/s soit 45g/s, l'efficacité isentropique chute en dessous de 70% ce que le modèle prédit bien. Les résultats d'efficacité établie pour le compresseur sont transposés à la turbine en utilisant le même rapport entre $\eta_{optimale}$ et η sachant que l'efficacité

optimale pour le compresseur est 85% et l'efficacité optimale pour la turbine est celle du design de chapitre 4 soit 87.2 %.

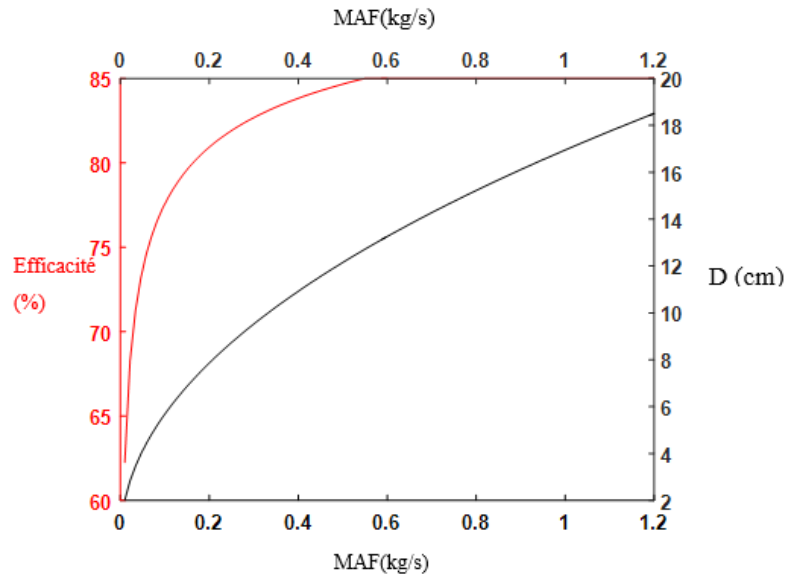


Figure 5.5 Efficacité et diamètre des compresseurs centrifuges de petite taille en fonction du débit d'air

Il est calculé selon les courbes d'efficacité précédentes qu'en dessous d'un débit d'air de 30g/s, la turbine ne fournit pas assez de puissance au compresseur et l'efficacité de cycle est négative. L'efficacité et les pertes énergétiques représentées en fonction de la puissance et du rayon externe au Rim rotor des 0 à 250 kW à la Figure 5.6 et de 0 à 50 kW à la Figure 5.7. Un design à 240 kW donnerait 45% d'efficacité alors qu'un design à 50 kW donnerait environ 39% d'efficacité de cycle soit 7 points de moins environ. À 20 kW l'efficacité prédite est de 34% environ. À l'extrême, un design à 2 kW conduirait à 14% d'efficacité environ.

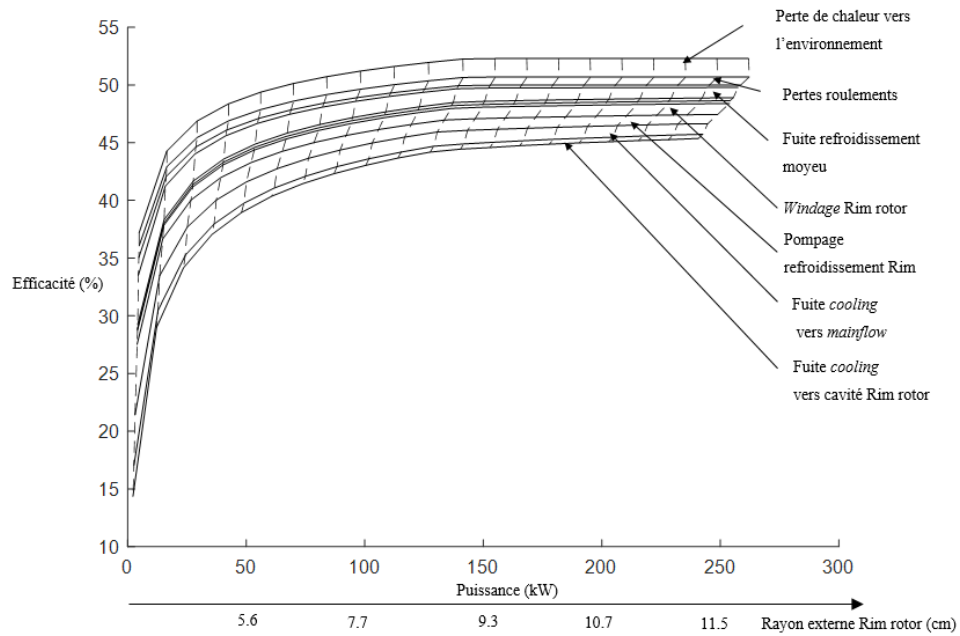


Figure 5.6 Efficacité et pénalité des pertes en fonction de la puissance entre 2kW à 250kW en tenant compte de l'efficacité des composantes

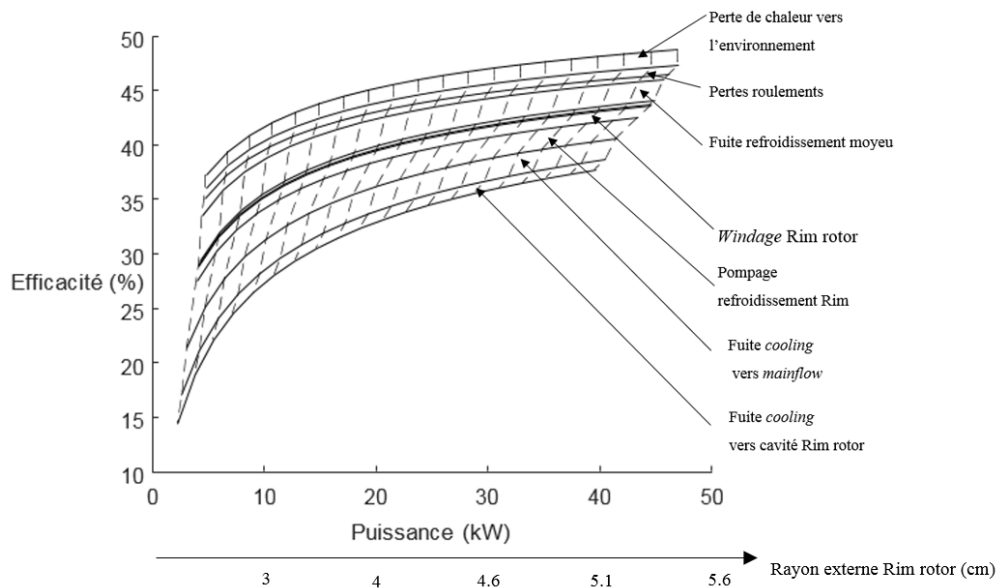


Figure 5.7 Efficacité et pénalité des pertes en fonction de la puissance entre 2 et 50kW en tenant compte de l'efficacité des composantes.

5.3.3 Efficacité des turbines métalliques en fonction de la puissance

Pour une turbine métallique, l'efficacité de cycle est étudiée en fonction de la puissance pour un *TIT* de 1200K. Les autres paramètres de cycle sont ceux du design *ICT* présenté chapitre 4. Les pertes spécifiques au design *ICT* ont été désactivées. Les efficacités du compresseur et de la turbine diminuent à faible puissance selon le développement en 5.3.2. Les pertes par *tip leakage* au compresseur et à la turbine sont adaptées de la référence [55] : le rapport entre l'efficacité considérant les *tip leakage* ($\eta_{t_{tip}}$) et l'efficacité sans *tip leakage* (η_t) décroît linéairement selon le rapport du jeu (*tip clearance*) et de la hauteur de passage du gaz comme le montre la Figure 5.8.

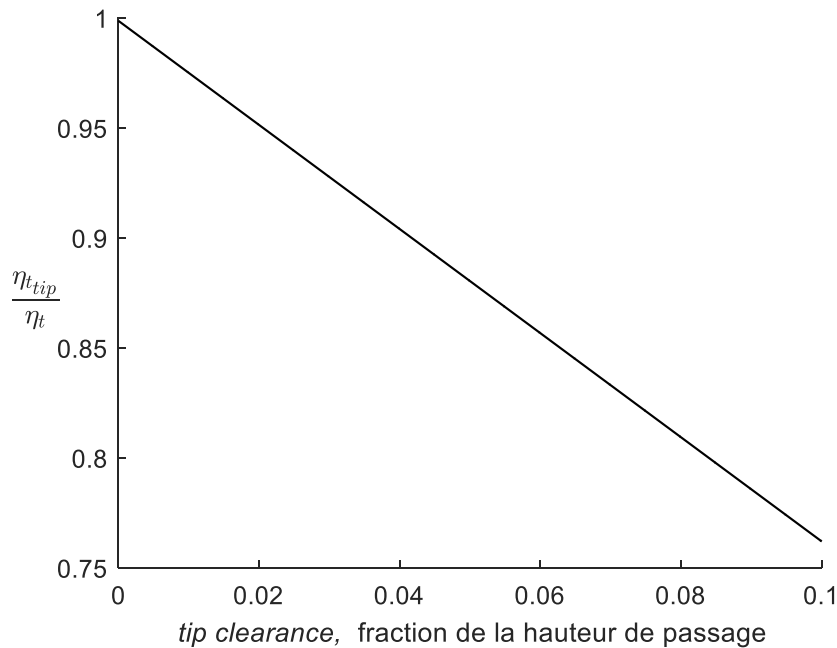


Figure 5.8 Corrélation pour les pertes par *Tip leakage* selon [55]

L'efficacité de cycle est tracée de 0 à 1MW pour une turbine métallique à la Figure 5.9. Un zoom pour les puissances de 0 à 100kW est tracé à la Figure 5.10. À 100kW, 50kW et 20kW, l'efficacité de cycle obtenu avec une turbine métallique serait d'environ 37%, 34% et 28% respectivement. L'impact des pertes associées au design métallique est représenté. L'efficacité nette obtenue en 5.3.1 et 5.3.2 pour le design *ICT* est superposée sur les graphiques.

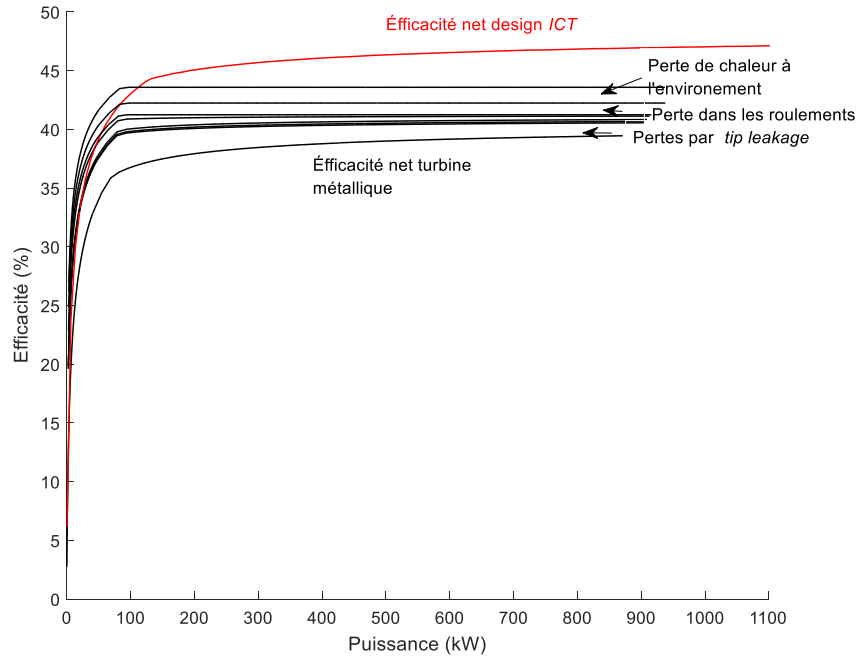


Figure 5.9 Efficacités de cycle pour une turbine métallique de 0 à 1 MW

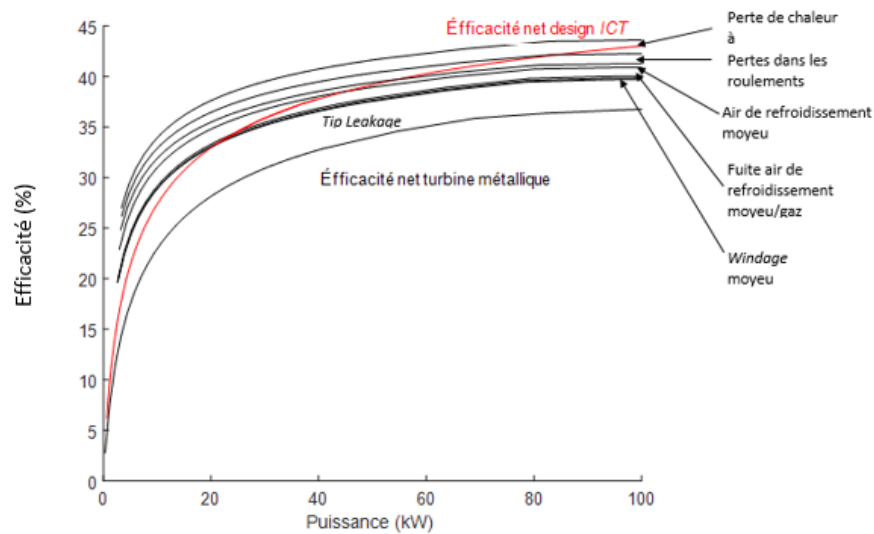


Figure 5.10 Efficacités de cycle pour une turbine métallique de 0 à 100 kW

Le gain d'efficacité permis par l'*ICT* sur les turbines métalliques actuelles est d'environ 19% sur toute la plage de puissance sauf à 70kW où le gain est de 15%. Cette diminution est due au fait que pour une même puissance, la taille des composants pour le design métallique est supérieure à celle du design avec l'*ICT*.

CHAPITRE 6 DENSITÉ DE PUISSANCE

La turbine en céramique renversée peut permettre l'application dans les avions en plus de l'application dans les microturbines de génération de puissance. Un modèle de masse simple est d'abord développé puis les performances sont étudiées dans une carte à deux entrées (efficacité de cycle et densité de puissance).

6.1 Modèle de masse simplifié pour une microturbine

La masse d'une microturbine ($m_{microturbine}$) peut être calculée en sommant la masse de la turbine à gaz m_{tg} comprenant le compresseur, la chambre de combustion et la turbine et la masse du récupérateur m_{HEX} [42,43]. La masse de la microturbine est la somme de la masse de la turbine à gaz m_{tg} et la masse du récupérateur m_{HEX} . La masse de la turbine à gaz est assimilée à la masse d'un turbocompresseur en négligeant la masse de la chambre de combustion. La masse d'un compresseur (respectivement d'une turbine) est fonction du débit massique (MAF) et du rapport de pression (r_p). La masse est proportionnelle au diamètre à l'*inducer* (D_{ind}) au carré et donc au débit massique d'air selon :

$$m_{tg} \propto D_{ind}^2 \propto MAF \quad (6.1)$$

La relation avec le rapport de pression provient de la définition du *work factor* (ou *stage loading*) défini à l'équation 5.2. Lorsque le rapport de pression augmente, ΔH augmente. Le *work factor* est maintenu constant pour garder l'efficacité isentropique constante. La vitesse tangentielle U à l'*inducer* est constante. En effet, un autre paramètre important dans la conception des turbomachines est le *flow coefficient*, rapport de la vitesse axiale de l'écoulement et de la vitesse tangentielle. Le *stage loading* et le *flow coefficient* dicte l'efficacité de la turbomachine. Si le *flow coefficient* est maintenu constant, la vitesse tangentielle ne peut pas augmenter pour ne pas étrangler l'écoulement à cause d'une forte vitesse axiale. Si le *stage loading* et U sont constant, alors :

$$m_{tg} \propto D_{exd}^2 \propto r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 = f(r_p) \quad (6.2)$$

où γ est le rapport des chaleurs spécifiques de l'air pris à 1.4. Ainsi la masse du turbocompresseur est environ égale à :

$$m_{tg} \propto MAF \left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) = MAF \times f(r_p) \quad (6.3)$$

La constante de proportionnalité est trouvée avec des données de masses sur des turbocompresseurs Garrett® [63] montrés Tableau 6.1

Tableau 6.1 Données de masse de turbocompresseurs Garrett®

Numéro	Modèle	MAF (kg/s)	rp	Efficacité	f(rp)	MAF×f(rp)	Masse (kg)*
1	GTX2967R	0,227	2,1	79%	0,236	0,054	8,626
2	GTX5533R GEN II	1,210	3,5	76%	0,430	0,521	32,688
3	GTW3884R	0,378	2,25	72%	0,261	0,099	9,080
4	GTX4088R	0,416	2,25	78%	0,261	0,108	13,620
5	GT5541R	0,983	2,75	75%	0,335	0,329	31,780
6	GT2052	0,113	2	77%	0,219	0,025	8,172
7	GTX4202R	0,605	3	78%	0,369	0,223	19,522
8	GTX4508R	0,643	2,6	80%	0,314	0,202	24,516
9	GT3071R	0,265	2,5	77%	0,299	0,079	8,626
10	GTX2967R	0,227	2,1	79%	0,236	0,054	8,626
11	GTW3476R	0,340	2,5	77%	0,299	0,102	9,080
12	GTX5008R	0,643	2,6	80%	0,314	0,202	29,510
13	GTX5018R	0,756	2,5	79%	0,299	0,226	29,510

*avec housing

Pour déduire le coefficient de proportionnalité à l'équation 6.3, les données de la colonne « Masse » ont été tracées en fonction de la colonne $MAF \times f(rp)$. L'équation de régression linéaire pour la masse en kilogramme est :

$$Masse = MAF \times f(r_p) \times 65.6 + 6.9 \quad (6.4)$$

Le coefficient de détermination (R^2) est de 0.75. Pour ce qui est de la masse de l'échangeur de chaleur (m_{HEX}), la loi suivante d'évolution avec le débit d'air et l'efficacité de l'échangeur de chaleur (ϵ_{HE}) est suggérée par la référence [43] :

$$m_{HEX} \propto MAF \times \frac{\epsilon_{HE}}{1 - \epsilon_{HE}} \quad (6.5)$$

Les données sur la masse d'un récupérateur sont données à la référence [29]. Le coefficient de proportionnalité, qui a pour unité des secondes, a été déduit et est situé dans l'intervalle [10;15]. L'efficacité de l'échangeur de chaleur influence également les pertes de charge du côté air et du côté gaz selon :

$$dP_{air} = 1.7\% \frac{\epsilon_{HE}}{1 - \epsilon_{HE}} \quad (6.6)$$

$$dP_{gaz} = 3.5\% \frac{\epsilon_{HE}}{1 - \epsilon_{HE}} \quad (6.7)$$

6.2 Densité de puissance et efficacité de cycle

Trois cartes comprenant en ordonnée l'efficacité de cycle et en abscisse la densité de puissance sont construites respectivement à 50, 100 et 200kW de puissance. Le modèle thermodynamique développé au chapitre 4 est utilisé en intégrant le modèle de masse développé précédemment. Pour chacune des cartes, le rapport de pression varie entre 2 et 10, l'efficacité de l'échangeur de chaleur varie entre 0 et 100% et le TIT varie entre 900K et 1600K. Le débit d'air de refroidissement est ajusté pour maintenir T_{rim} à 600K. Étant donnée, que le débit d'air varie, l'efficacité optimale des composantes de turbomachines varie avec le MAF suivant le modèle développé au chapitre 5. Le problème d'optimisation est le suivant :

- Max η
- Contraintes : Power = 50, 100 ou 200kw et $T_{rim} = 600K$
- Variables : r_p , TIT , η_{HE} , $\dot{m}_{cooling}$ et MAF

L'efficacité et la densité de puissance sont visualisées pour chacun des moteurs de 50, 100 et 200 kW dans les graphiques des Figure 6.1 à la Figure 6.3. La limite choisie pour un récupérateur en métal est 1073K (800°C) soit un récupérateur en Inconel [29].

D'ordre général l'efficacité d'un cycle récupéré varie de façon inverse à la densité de puissance. En effet, l'efficacité est principalement dictée par l'efficacité de l'échangeur de chaleur qui lorsqu'il augmente, augmente la masse également du moteur ce qui diminue la densité de

puissance. À efficacité de récupérateur fixé cependant, l'efficacité et la densité sont des fonctions croissantes du TIT.

Un échangeur de chaleur à 70% d'efficacité permet d'avoir une bonne efficacité sans nuire fortement à la densité de puissance. À 70% d'efficacité pour l'échangeur de chaleur, le passage d'un TIT de 1200K à 1600K améliore l'efficacité de 20% environ et double la densité de puissance pour les trois moteurs. Le gain pour l'efficacité et la densité de puissance est meilleur à 50kW qu'à 200kW.

L'efficacité et la densité de puissance augmentent avec la puissance du moteur. De 50kW à 200kW, la puissance augmente plus que la masse. En augmentant le débit d'air, l'efficacité du compresseur et de la turbine s'améliorent aussi, ceux qui augmentent davantage la puissance que la masse.

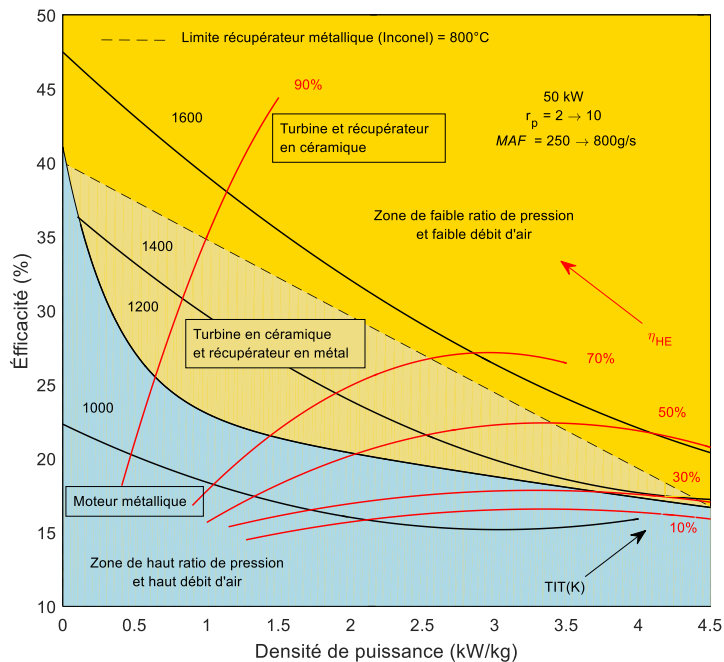


Figure 6.1 Carte de l'efficacité et de la densité de puissance à 50kW

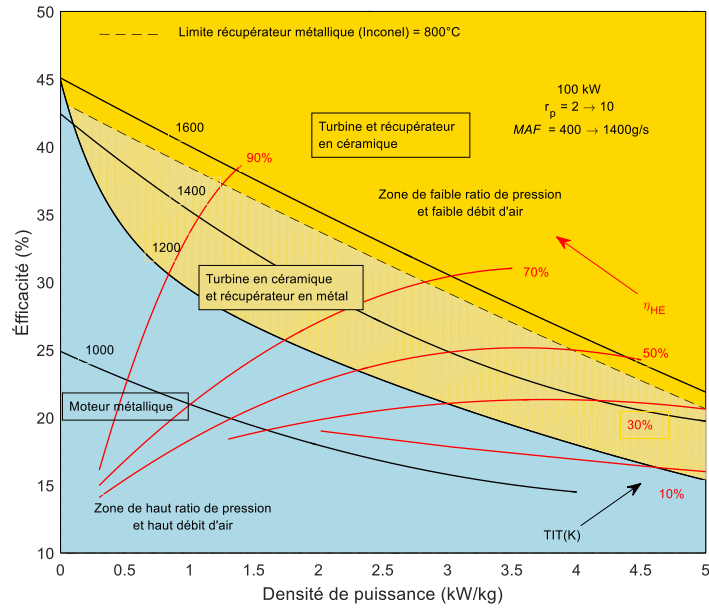


Figure 6.2 Carte de l'efficacité et de la densité de puissance à 100kW

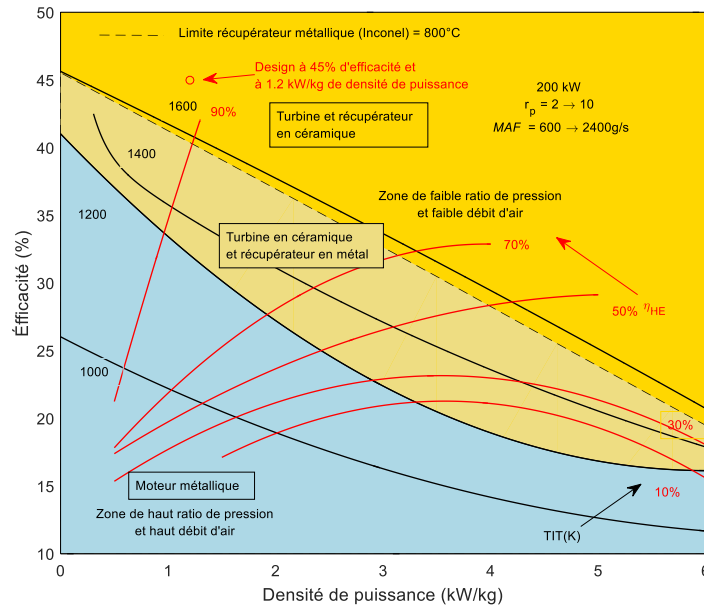


Figure 6.3 Carte de l'efficacité et de la densité de puissance à 200kW

CHAPITRE 7 CONCLUSION

La turbine en céramique renversée peut répondre au défi qui est d'augmenter l'efficacité des microturbines au-dessus de 40% pour leur permettre de se déployer dans le marché de la décentralisation.

Les performances de cycle permis par la turbine en céramique renversée sont étudiées dans ce travail par l'élaboration d'un modèle système du cycle récupéré intégrant les mécanismes de pertes énergétiques induites par le concept de turbine en céramique renversée. La validation du cycle thermodynamique a été faite sur les données des microturbines disponibles sur le marché et montre une précision de moins de 3% pour les indicateurs de performance que sont l'efficacité et la puissance. Un modèle de masse préliminaire a été développé pour étudier la densité de puissance.

En prenant en compte l'incertitude sur un nombre de variables, le modèle prédit une efficacité nette de cycle autour de 45% avec un écart type de 1% pour des microturbines au-dessus de 200kW. Par rapport aux microturbines métalliques du marché, ceci représente environ 20% d'économie de carburant. Les pertes énergétiques prépondérantes sont induites par les fuites d'air de refroidissement du Rim rotor vers le flux principal et vers la cavité du Rim rotor, le *windage* du Rim rotor, le débit d'air requis pour protéger le Rim rotor. Les fuites d'air de refroidissement réduisent le débit net à travers le système de refroidissement en plus de diminuer la température à l'entrée du récupérateur à cause du mélange avec le flux principal. Le *windage* du Rim rotor est une perte mécanique. Le débit d'air augmente la puissance requise par le compresseur sans augmenter la puissance récupérée par la turbine. Ces pertes représentent respectivement une diminution de 1.3 point, 1 point et 0.8 point sur l'efficacité soit un cumul d'environ 3.3 points ou 13.4 kW pour un moteur de 240kW. La turbine qui conduirait à cette efficacité de cycle aurait une efficacité d'environ 88% (totale à statique avec diffuseur), un diamètre au Rim rotor de 23.3 cm (18.9 cm en bout de pale), une vitesse de rotation de 53500 tr/s environ.

En dessous de 200kW de puissance, en plus des effets de pertes dus à la turbine renversée, l'efficacité isentropique du compresseur et de la turbine diminue. À 100kW, 50kW et 20kW,

l'efficacité de cycle serait d'environ 40%, 37% et 30%. Par comparaison avec une turbine métallique opérant à 1200K, le gain en efficacité de cycle est d'environ 15 à 20% et ce gain est relativement constant de 0 à 1MW.

Pour maintenir la température du Rim rotor à 600K, température admissible par un composite en polyimide, une faible hauteur de refroidissement et un grand débit sont possibles ou bien l'inverse est aussi possible. Ceci est dû à un système de refroidissement en forme d'ailettes radiales. Avec un haut débit, la perte de pompage augmente tandis qu'à faible débit le *windage* augmente ce qui implique qu'un optimum d'efficacité existe. L'optimum pour un design à 240kW serait un débit de refroidissement égal à 5.7% environ du débit principal et une hauteur de système de refroidissement égale à 9.3% du rayon en bout de pale.

Le passage d'un TIT de 1200K à 1600K augmente l'efficacité de cycle de 20% environ et double la densité de puissance pour des puissances de 50 à 200kW. Le gain en efficacité et en densité de puissance est meilleur à haute puissance.

Le modèle de masse reste préliminaire. Un modèle de masse plus élaboré est nécessaire si les applications où la densité de puissance est importante sont visées.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Ballin, M. G. (1988). “A high fidelity real-time simulation of a small turboshaft engine.” .
- [2] Bevilacqua, L. A. and Lightfoot, W. E. (1985). “Advanced Concepts in Small Helicopter Engine Air-Cooled Turbine Design.” *International Journal of Turbo and Jet Engines*, volume 2, number 4, p. 327–336. DOI : 10.1515/TJJ.1985.2.4.327.
- [3] Bodman, R. R. (1977). “Turbine rotor construction.” Brevet US4017209 A.
- [4] Boyd, G. L., Easley, M. L., and Kreiner, D. M. (1987). “AGT101: Ceramic Gas Turbine Development.” p. V002T04A007. DOI : 10.1115/87-GT-228.
- [5] Brouillette, M. and Plante, J.-S. (2008). “Rotary ramjet engine.” Brevet US7337606 B2.
- [6] Capstone Turbine Corporation and Capstone Turbine Corporation. (2007). “Advanced Micro Turbine System (AMTS) -C200 Micro Turbine -Ultra-Low Emissions Micro Turbine” (975026). .
- [7] Çengel, Y. A. (2002). *Heat Transfer, A Practical Approach 4th edition*, 2nd ed. Mcgraw-Hill, New York, NY, USA, 921 p.
- [8] Cerrato, R. (1974). “Vaned rotor for gas turbines.” Brevet US3857650 A.
- [9] Coty, P. J. (1983). “Compression Structured Ceramic Turbine Rotor Concept,” In *Ceramics for High-Performance Applications III*. E. M. Lenoë, R. N. Katz, and J. J. Burke, Eds. Springer US, p. 427–441.
- [10] Courtois, N., Ebacher, F., Dubois, P. K., Kochrad, N., Landry, C., Charette, M., Landry-Blais, A., Fréchette, L., Plante, J.-S., and Picard, M. (2017). “Superalloy Cooling System for the Composite Rim of an Inside-Out Ceramic Turbine.” In *Proc. of the ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Charlotte, NC USA, volume xxx. ASME. p. xxx. DOI : xxx.
- [11] De Biasi, V. (2014). “Air-cooled 7ha and 9ha designs rated at over 61% efficiency.” *Gas Turbine World*, volume 44, number 2, p. 10–13.
- [12] Dixon, S. L. and HALL, C. A. (2005). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Digital Designs, 422 p.
- [13] Dubois, P. (2016). “Intégration de pales en céramique dans un rotor de microturbine axiale en configuration renversée.” . DOI : <http://hdl.handle.net/11143/9714>.
- [14] Dubois, P. K., Landry, C., Plante, J.-S., and Picard, M. (2017). “Experimental Validation of the Structural Integrity of an Inside-Out Ceramic Gas Turbine Prototype.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. DOI : xxx.

- [15] General Electric Company, Ed. "Heat and Fluid Flow Data Book." Genium Publishing, New York, p. Sect. 408.
- [16] Gordon, S. and Mcbride, B. J. (1976). "Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouguet Detonations. Interim Revision, March 1976." .
- [17] Goulburn, J. R. and Wilson, J. H. (1975). "High speed disk friction losses in a gaseous medium." *International Journal of Mechanical Sciences*, volume 17, number 6, p. 379–385. DOI : 10.1016/0020-7403(75)90032-6.
- [18] Hartsock, D. L. (2002). "Ford's development of the 820 high temperature ceramic gas turbine engine." *Ceramic Gas Turbine Design and Test Experience*, volume 1, p. 17–76.
- [19] Hohloch, M., Zanger, J., Widenhorn, A., and Aigner, M. (2010). "Experimental Characterization of a Micro Gas Turbine Test Rig." p. 671–681. DOI : 10.1115/GT2010-22799.
- [20] Katano, Y., Ando, M., Itoh, T., and Sasaki, M. (1993). "Application of Ceramics to Turbocharger Rotors for Passenger Cars." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, volume 115, number 1, p. 9–16. DOI : 10.1115/1.2906692.
- [21] Kochendoerfer, R. "COMPRESSION LOADED CERAMIC TURBINE ROTOR." *AGARD Conference Proceedings*, number 276, p. 22. 1-22. 19.
- [22] Kochendoerfer, R. (1986). "DESIGN ASPECTS FOR RELIABLE CERAMIC STRUCTURES." p. 1081–1089.
- [23] Kochendoerfer, R. and Huetter, U. P. D. R. N. "Scheibenformiges Laufrad für eine hochoberflächige Axialturbine."
- [24] Kochendoerfer, R. and Zippel, M. "Keramiklaufrad mit gekühltem Außenschaukelträger und die Auswirkung dieses Konstruktionsprinzips auf die Auslegung einer Kleingasturbine Ceramic impeller with chilled Außenschaukelmakers from fiber composite material and The effect of this design principle on the interpretation of a Kleingasturbi-ne."
- [25] Landry, C., Dubois, P. K., Courtois, N., Charron, F., Picard, M., and Plante, J.-S. (2016). "Development of an Inside-Out Ceramic Turbine." In *Proc. of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Seoul, South Korea, volume 8. ASME. p. V008T23A022. DOI : 10.1115/GT2016-57041.
- [26] Leyes, R. A. and Fleming, W. A. (1999). *The History of North American Small Gas Turbine Aircraft Engines*. AIAA, 1018 p.

- [27] Lundberg, W. L., Veyo, S. E., and Moeckel, M. D. (2003). “A high-efficiency solid oxide fuel cell hybrid power system using the Mercury 50 advanced turbine systems gas turbine.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, volume 125, number 1, p. 51–58. DOI : 10.1115/1.1499727.
- [28] Massardo, A. F., McDonald, C. F., and Korakianitis, T. (2000). “Microturbine/Fuel-Cell Coupling for High-Efficiency Electrical-Power Generation.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, volume 124, number 1, p. 110–116. DOI : 10.1115/1.1398552.
- [29] McDonald, C. F. (2003). “Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines.” *Applied Thermal Engineering*, volume 23, number 12, p. 1463–1487. DOI : 10.1016/S1359-4311(03)00083-8.
- [30] McDonald, C. F. and Rodgers, C. (2005). “Ceramic recuperator and turbine...The key to achieving a 40 percent efficient microturbine.” presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, volume 1. p. 963–971. DOI : 10.1115/GT2005-68644.
- [31] Museum, D. “Deutsches Museum: Car gas turbine.” <http://www.deutsches-museum.de/en/collections/machines/power-engines/gas-turbines/car-gas-turbine/> (Accessed September 27 2016).
- [32] Nakazawa, N., Niwa, K., and Sugimoto, T. (1999). “Automotive Ceramic Gas Turbine Development results in Japan.” *Industrial Ceramics*, volume 19, number 3, p. 179–183.
- [33] Nakazawa, N., Sasaki, M., Nishiyama, T., Iwai, M., Katagiri, H., and Handa, N. (1997). “Status of the Automotive Ceramic Gas Turbine Development Program — Seven Years’ Progress.” p. V001T04A008. DOI : 10.1115/97-GT-383.
- [34] Neumann, K. (1964). “Zur Frage der Verwendung von Durchblickdichtungen im Dampfturbinenbau.” *Maschinenbautechnik*, volume 13, number 4, p. 188–195.
- [35] Owen, J. M., Zhou, K., Pountney, O., Wilson, M., and Lock, G. (2011). “Prediction of Ingress Through Turbine Rim Seals—Part I: Externally Induced Ingress.” *Journal of Turbomachinery*, volume 134, number 3, p. 031012–031012. DOI : 10.1115/1.4003070.
- [36] Picard, M., Rancourt, D., Plante, J.-S., and Brouillette, M. (2012). “Rim-Rotor Rotary Ramjet Engine, Part 2: Quasi-One-Dimensional Aerothermodynamic Design.” *Journal of Propulsion and Power*, volume 28, number 6, p. 1304–1314. DOI : 10.2514/1.B34226.
- [37] Rancourt, D., Picard, M., Denninger, M., Plante, J.-S., Chen, J., and Yousefpour, A. (2012). “Rim-Rotor Rotary Ramjet Engine, Part 1: Structural Design and Experimental Validation.” *Journal of Propulsion and Power*, volume 28, number 6, p. 1293–1303. DOI : 10.2514/1.B34227.
- [38] Richerson, D. W. and Johansen, K. M. (1982). “Ceramic Gas Turbine Engine Demonstration Program.” .

- [39] Rodgers, C. (1968). "A Cycle Analysis Technique for Small Gas Turbines." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, volume 183, number 14, p. 37–49. DOI : 10.1243/PIME_CONF_1968_183_235_02.
- [40] Rodgers, C. (2003). "Some Effects of Size on the Performances of Small Gas Turbines." p. 17–26. DOI : 10.1115/GT2003-38027.
- [41] Rodgers, C. (1991). "The efficiencies of single-stage centrifugal compressors for aircraft applications." presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, volume 1. DOI : 10.1115/91-GT-077.
- [42] Rodgers, C. (1995). "Thermodynamic and economic trade studies for a 3000kw gas turbine," *American Society of Mechanical Engineers*, Vienne, p. 8, (1995).
- [43] Rodgers, C. (1997). "Thermo-Economics of a Small 50 KW Turbogenerator." p. V001T04A005. DOI : 10.1115/97-GT-260.
- [44] Roode, M. V. (2002). "German automotive ceramic gas turbine development." *Ceramic Gas Turbine Design and Test Experience*, volume 1, p. 453–498.
- [45] Roode, M. V., Ferber, M. K., and Richerson, D. W. (2002). *Ceramic Gas Turbine Design and Test Experience*. ASME Press, 744 p.
- [46] van Roode, M. (2009). "Ceramic Gas Turbine Development: Need for a 10Year Plan." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, volume 132, number 1, p. 011301–011301. DOI : 10.1115/1.3124669.
- [47] Rudolf, M. H. E. (1962). "Axial flow gas turbine." Brevet US3042366 A.
- [48] Saravanamuttoo, H. I. C., Cohen H., and Rogers, G. F. C. (2001). "Gas turbine design procedure," In *Gas Turbine Theory*, volume 5, Book, Section volumes. Pearson.
- [49] Scanlon, T., Wilkes, J., Bohn, D., and Gentilhomme, O. (2004). "A Simple Method for Estimating Ingestion of Annulus Gas Into a Turbine Rotor Stator Cavity in the Presence of External Pressure Variations." p. 257–265. DOI : 10.1115/GT2004-53097.
- [50] Smith, S. F. (1965). "A Simple Correlation of Turbine Efficiency." volume 69, p. 467–470.
- [51] Stoffer, L. J. (1979). "Novel Ceramic Turbine Rotor Concept." .
- [52] Takehara, I., Tatsumi, T., and Ichikawa, Y. (2002). "Summary of CGT302 Ceramic Gas Turbine Research and Development Program." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, volume 124, number 3, p. 627–635. DOI : 10.1115/1.1451704.

- [53] Vézina, G., Fortier-Topping, H., Bolduc-Teasdale, F., Rancourt, D., Picard, M., Plante, J.-S., Brouillette, M., and Fréchette, L. (2015). “Design and Experimental Validation of a Supersonic Concentric Micro Gas Turbine.” *Journal of Turbomachinery*, volume 138, number 2, p. 021007–021007. DOI : 10.1115/1.4031863.
- [54] Walsh, P. P. and Fletcher, P. (2004). *Gas Turbine Performance, Second Edition*. John Wiley & Sons, 668 p.
- [55] Wilson, D. G. and Korakianitis, T. (2014). *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*. MIT Press, 625 p.
- [56] Zippel, M. (1984). “Druckbelastetes Keramiklaufrad für Gasturbinen,” In *Keramische Komponenten für Fahrzeug-Gasturbinen III*. P. D. rer nat W. Bunk, D.-I. M. Böhmer, and D.-I. H. Kißler, Eds. Springer Berlin Heidelberg, p. 361–387.
- [57] (1987). “Advanced Gas Turbine (AGT) technology development project.” .
- [58] (2008). “Advanced MicroTurbine System (AMTS): C200 MicroTurbine, Ultra-Low Emissions MicroTurbine” (Technical Report DE-FC26-00CH11058). Capstone Turbine Corporation, Los Angeles, California, USA.
- [59] “Advanced Microturbine System: Market Assessment, May 2003 | Department of Energy.” Energy and Environmental Analysis, Inc.
- [60] (1988). “AGT (Advanced Gas Turbine) technology project.” .
- [61] “GE Successfully Tests World’s First Rotating Ceramic Matrix Composite Material for Next-Gen Combat Engine | Press Release | GE Aviation.” http://www.geaviation.com/press/military/military_20150210.html (Accessed September 28 2016).
- [62] “Recuperator consideration for small gas turbine.” http://web.ornl.gov/~webworks/cpr/rpt/108801_.pdf (Accessed March 23 2016).
- [63] “Turbochargers | Turbobygarrett.” <https://turbobygarrett.com/turbobygarrett/> (Accessed November 7 2016).
- [64] “WBDG - The Whole Building Design Guide.” <https://www.wbdg.org/> (Accessed September 14 2016).