

TURBINES À GAZ JET TRÈS PETITS – LIMITES ACTUELLES ET POTENTIEL D'AMÉLIORATION

*D. Hirndorf *, A. Hupfer *, W. Erhard * et H.-P. Kau **

**Institut de propulsion aéronautique*

Technische Universität München, 85747 Garching, Allemagne

Résumé

La technologie des turbines à gaz offre des dispositifs de propulsion avec d'excellents rapports poussée/poids pour une large gamme de conditions de vol. Cependant, la faible efficacité et les coûts d'exploitation élevés des petites turbines à gaz actuelles limitent considérablement leur utilisation dans de nouveaux marchés émergents. Cet article évalue la performance des petites turbines à gaz sur la base de données de cycle thermodynamique obtenues à partir d'un banc d'essai. Il analyse l'effet des paramètres basés sur les composants et propose des mesures pour augmenter l'efficacité. Après avoir effectué l'analyse, l'intersection entre le diffuseur de compresseur et la chambre de combustion a été identifiée comme une zone avec un fort potentiel d'amélioration.

1. Introduction

Au cours des dernières années, une variété de nouveaux moteurs à réaction à turbine à gaz dans la plage de poussée de 1000 N et en dessous (turbines à gaz jet très petits) ont été conçus. Leur petite taille et leur légèreté les rendent attrayants pour de nouveaux marchés émergents tels que les modèles réduits d'avions, les VANT, les véhicules pilotés à distance et les systèmes de vol autonomes. Cependant, en raison des effets d'échelle et du manque de directives de conception pour des composants clés tels que la chambre de combustion ou les aubes de diffuseur du compresseur, la faible efficacité de ces moteurs limite encore leur utilisation dans de nombreux cas.

À l'Institut de propulsion aéronautique de la Technische Universität München, des investigations sur de très petites turbines à gaz ont été menées afin d'évaluer l'état actuel de la technologie de pointe ainsi que d'évaluer le potentiel d'amélioration. Le processus de cycle thermodynamique d'une turbine à gaz Turbine Frank TJ 74 [1] a été analysé sur un banc d'essai (voir Figure 1). Cependant, certaines conditions d'état représentatives n'ont pas pu être déterminées avec précision en raison de distributions inégales circumférentielles. Des analyses numériques ont été réalisées afin de tenir compte des incertitudes de mesure et de fournir des informations plus détaillées sur les conditions d'écoulement. Les paramètres de conception et les efficacités des composants ont été calculés de manière itérative à l'aide du logiciel de performance GasTurb 12 [2].

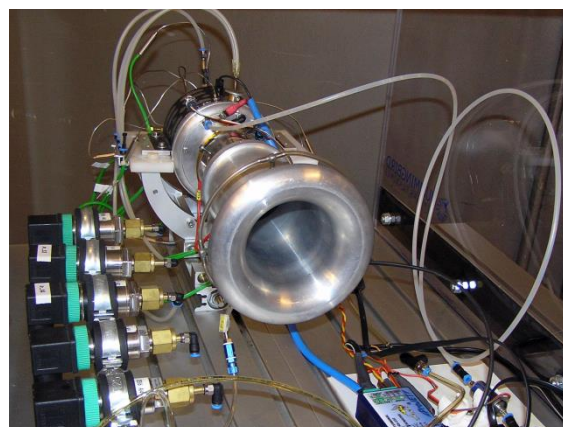


Figure 1 : Banc d'essai avec turbine à gaz Turbine Frank TJ 74

2. Configuration des petites turbines à gaz

La configuration de la plupart des petits moteurs à réaction à turbine à gaz est basée sur les directives de Kurt Schreckling [3]. L'air ambiant entre dans la turbine à gaz par l'admission du moteur et se dirige vers le compresseur. Le compresseur se compose d'un rotor centrifuge et de pales de diffuseur qui dévient l'air dans la direction axiale et réduisent sa vitesse en augmentant la pression statique. L'air entre dans la zone de combustion par plusieurs trous dans la doublure intérieure et extérieure de la chambre de combustion. Une petite partie de l'air est dirigée vers les bâtons vaporisateurs à l'arrière du brûleur. À l'intérieur des bâtons, cette partie de l'air est mélangée avec du carburant, qui s'évapore sur la paroi chaude des bâtons. Le mélange air-carburant s'enflamme après avoir quitté les bâtons vaporisateurs. En aval de la chambre de combustion, les gaz d'échappement se dilatent dans la turbine, qui fournit de l'énergie pour le rotor du compresseur. Les gaz d'échappement sortent de la turbine à gaz par la buse convergente, où l'écoulement est accéléré afin de créer une poussée. La Figure 2 montre l'ensemble de la configuration de la turbine à gaz.

Une différence majeure par rapport aux moteurs à turbine à gaz plus grands est l'absence d'un système d'huile séparé pour le refroidissement et la lubrification des roulements. Au lieu de cela, un mélange de kérosène et d'environ 5% d'huile de turbine fournit à la fois la combustion et la lubrification. Le mélange est divisé après la pompe à carburant de sorte qu'environ 5% du débit total de carburant soit canalisé à travers les roulements [3]. Cette fraction ne se réunit pas avec le flux principal de gaz d'échappement avant la section de turbine – elle contourne la chambre de combustion et reste donc non brûlée.

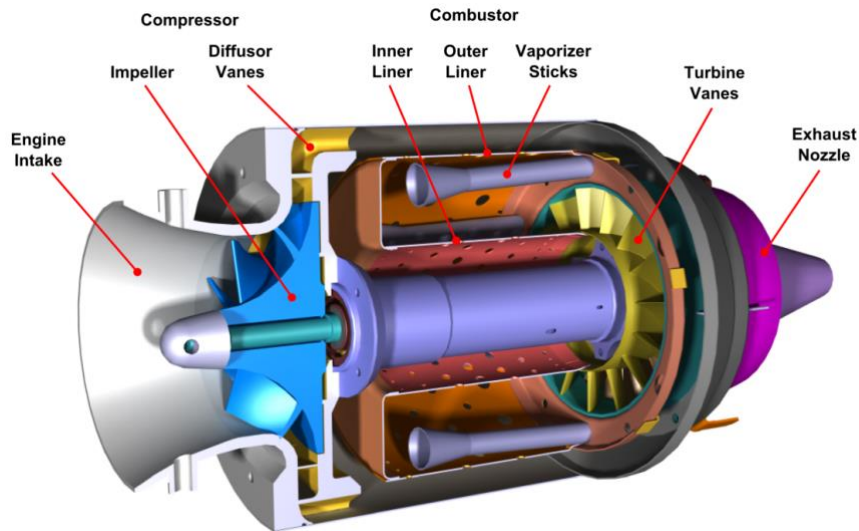


Figure 2 : Configuration d'une très petite turbine à gaz

3. Évaluation de la performance des turbojets à un seul étage

Afin d'évaluer la performance d'un moteur à réaction, la consommation de carburant spécifique à la poussée ainsi que la poussée spécifique s_p peuvent être quantifiées. Cela relie le débit massique de carburant à la sortie de poussée, caractérisant ainsi l'efficacité globale du moteur (voir Eq. (1)). La poussée spécifique est le quotient de la poussée et du débit massique du moteur, ce qui en fait principalement une fonction de la vitesse des gaz d'échappement v_9 et donc de l'énergie cinétique spécifique des gaz d'échappement (voir Eq. (2)). Cette valeur est explicitement importante pour les petits moteurs dans lesquels la taille est un facteur limitant et où la poussée doit être créée par de faibles débits massiques et de hautes vitesses.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{fuel}}{F_N} \approx \frac{FAR}{(FAR + 1) \cdot v_9} \quad (1)$$

$$F_{sp} = \frac{F_N}{\dot{m}_0} \approx (FAR + 1) \cdot v_9 \quad (2)$$

Les deux équations sont présentées sans montrer l'influence de la vitesse de vol. Le rapport air-carburant \dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0 relie le débit massique de carburant au débit massique d'air du moteur \dot{m}_0 . Comme le montrent les équations (1) et (2), les deux valeurs de performance sont étroitement corrélées l'une à l'autre. Cependant, la conversion de l'énergie cinétique en poussée devient généralement moins efficace avec des vitesses plus élevées [4]. Par conséquent, la conception du moteur doit toujours être un compromis, car un faible et un élevé sp ne peuvent pas être atteints en même temps.

Les valeurs de performance dépendent des paramètres de conception et des efficacités des composants du moteur. Pour un turbojet à un seul étage, cela résulte du rapport de pression totale du compresseur t,c , de la température d'entrée de la turbine $t,4$ ainsi que des efficacités et des pertes de pression des composants individuels (voir Eq. (3)). $\eta_{is,c}$ et $\eta_{is,T}$ sont les efficacités isentropiques du compresseur et de la turbine, respectivement. η_{comb} évalue l'efficacité de la combustion définissant la portion de carburant injecté qui est effectivement combustée. η_{mech} est l'efficacité mécanique résultant des pertes dans les roulements. Les pertes de pression survenant dans la section d'entrée, la chambre de combustion et la buse de poussée sont prises en compte avec leurs rapports de pression totale respectifs $\Pi_{t,I}$, $\Pi_{t,CC}$ et $\Pi_{t,N}$.

$$SFC = f(\Pi_{t,c}, T_{t,4}, \eta_{is,c}, \eta_{is,T}, \eta_{comb}, \eta_{mech}, \Pi_{t,I}, \Pi_{t,CC}, \Pi_{t,N}) \quad (3)$$

Les corrélations montrées ci-dessus sont également valables pour la poussée spécifique sp . Cependant, l'influence de l'efficacité de combustion η_{comb} est très faible tant que la température d'entrée de la turbine $t,4$ reste constante. Dans ce cas, une combustion moins efficace nécessiterait un rapport air-carburant plus élevé.

4. Analyse du cycle d'un petit moteur à réaction

4.1 Mesures

Pour évaluer la performance d'un petit moteur à réaction à turbine à gaz, une Turbine Frank TJ 74 a été étudiée sur un banc d'essai. Les paramètres du cycle thermodynamique ont été mesurés à un point de fonctionnement de référence à haute charge à 107 000 tr/min. Les mesures ont été effectuées dans des conditions stationnaires. Toutes les valeurs ont été moyennées dans le temps sur une période de 20 secondes. Les données suivantes ont été obtenues (voir Tableau 1) :

Tableau 1 : Données de cycle mesurées pour le moteur à réaction TJ 74

Pression ambiante statique		96 kPa
Température ambiante statique		280 K
Poussée nette		106,4 N
Débit massique d'air du moteur		300,7 g/s
Débit total de carburant		5,31 g/s
Pression totale de sortie du compresseur		273 kPa
Pression statique de sortie du compresseur		251 kPa
Température totale de sortie du compresseur		407 K
Pression totale de sortie de la chambre de combustion		236 kPa
Températures totales de sortie de turbine		873 K
		899 K
		869 K
Température de sortie de turbine moyenne totale		880 K

Sur le banc d'essai, un conduit d'admission d'air en forme de cloche standardisé a été installé sur le moteur. Le débit massique d'air \dot{m}_0 a été calculé à partir de la densité ambiante, de la surface de section transversale d'admission et d'une différence de pression statique mesurée correspondante. La température moyenne t_{5} à la sortie de la turbine est déterminée par la moyenne arithmétique des températures mesurées par trois sondes séparées (a, b, c) qui étaient distribuées de manière circonférentielle au sein de la même section transversale.

Pour analyser l'ensemble du cycle thermodynamique du moteur, les pertes de pression de l'entrée et de la buse ont été estimées à un pour cent chacune. L'efficacité mécanique a été supposée être de 98 pour cent. Tous les paramètres de conception ont été itérés pour correspondre aux données obtenues du banc d'essai. Les résultats sont présentés dans le tableau 2, colonne 1 à la fin de ce chapitre. L'analyse du cycle a donné une consommation spécifique de carburant SFC de 49,9 g/(kNs) et une poussée spécifique sp de 354 m/s.

Comparé aux moteurs plus grands, l'efficacité thermodynamique des petites turbines à gaz est très faible. La valeur mesurée est supérieure à celle atteinte par le moteur militaire moderne EJ200 avec un postcombustion activé de 48 g/(kNs).

[5]. Le principal facteur contribuant à cette inefficacité réside dans la combinaison du faible rapport de pression de 2,87 (26 pour EJ200) et de la température d'entrée de la turbine de 995 K (environ 1800 K pour EJ200). Ces deux valeurs sont soumises à certaines contraintes et restent donc à un niveau relativement bas. La température d'entrée de la turbine est limitée par la température de matériau durable de la turbine, qui détermine la durée de vie globale du moteur. Comme les turbines des petits moteurs à réaction ne sont généralement pas refroidies, la température d'entrée de la turbine est à un niveau bien inférieur par rapport aux moteurs plus grands équipés d'un système d'air secondaire. De plus, comme cela sera discuté dans la section suivante, la distribution de température n'est pas uniforme sur la section transversale d'entrée de la turbine. Les points chauds définissent la température maximale locale et donc la contrainte sur le matériau, ce qui fait que la température moyenne sur la section transversale reste plus basse. Pour certaines applications, le rapport de pression peut être limité par la taille géométrique du moteur, car des rapports de pression plus élevés nécessitent des compresseurs plus grands. De plus, des températures de sortie du compresseur plus élevées résultant d'augmentations des rapports de pression nécessiteraient d'autres matériaux comme l'aluminium, tels que l'acier ou le titane. Cela augmenterait la masse du moteur ainsi que la complexité de fabrication et, finalement, les coûts globaux du moteur. Des rapports de pression plus élevés nécessiteraient également une puissance spécifique plus importante fournie par la turbine. Cela pourrait conduire à la nécessité d'une deuxième étape de turbine axiale, ce qui augmenterait encore la complexité.

Plusieurs effets de petite taille entraînent des pertes plus élevées, ce qui a un impact supplémentaire sur la performance. Cela est particulièrement pertinent pour les composants turbo. De faibles nombres de Reynolds entraînent des facteurs de friction élevés en raison d'un faible rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Le rapport surface/aire, qui est inversement proportionnel à la taille géométrique, augmente encore plus la friction à des dimensions réduites. De plus, l'influence des espaces de jeu devient plus significative car elle résulte des tolérances de fabrication et ne varie donc pas avec la taille. Ces facteurs entraînent des efficacités comparativement faibles pour le compresseur (74.6 %) et la turbine (78.5 %). Des analyses détaillées des effets de petite taille et de leur impact sur la performance du moteur sont présentées dans [6] et [7].

La combustion constitue une autre influence majeure sur la performance des petites turbines à gaz. Alors que les efficacités de combustion des moteurs plus grands se situent normalement au-dessus de 99 pour cent dans des conditions de conception, l'analyse montre une efficacité significativement plus faible de 85,7 pour cent. Même si le débit de carburant à travers les roulements (environ 5 % du débit total de carburant) est soustrait, presque dix pour cent du carburant dans la chambre de combustion reste encore non brûlé.

4.2 Évaluation des valeurs mesurées

Les données mesurées sont suffisantes pour reconstruire l'ensemble du cycle thermodynamique et donc tous les paramètres de conception et les efficacités. Cependant, la fiabilité de la mesure doit être évaluée. Comme la poussée et le débit massique de carburant sont déterminés respectivement via un capteur de force et un capteur de débit Coriolis, ces deux valeurs peuvent être considérées comme fiables. Cela signifie que la consommation spécifique de carburant peut être calculée avec précision. Cependant, des problèmes surviennent lors de la mesure des valeurs d'état à des sections transversales spécifiques entre les composants du moteur. En particulier, les valeurs totales doivent être traitées avec précaution car elles dépendent des phénomènes d'écoulement locaux, qui sont souvent asymétriques circumférentiellement. Par conséquent, une enquête plus détaillée sur ces valeurs mesurées doit être effectuée.

Pression de sortie du compresseur

La mesure de la pression totale ainsi que de la pression statique à la sortie du compresseur (station 3) donne un nombre de Mach de 0,35 et une vitesse correspondante u_3 de 141 m/s. Selon des enquêtes numériques récentes sur les aubes de diffuseur du compresseur [8], ces chiffres sont trop élevés. Comme le montre la Figure 3, la vitesse du flux sortant du diffuseur varie considérablement le long de la section transversale entre deux aubes. Cela résulte du moment angulaire du flux provenant du rotor, qui provoque une séparation du flux par rapport aux aubes du stator. Cela conduit à des zones de flux inverse localisées ainsi qu'à des pics de vitesse d'environ 240 m/s. La vitesse d'écoulement absolue moyenne $u_{3,avg}$ dans cette zone est de 102 m/s. Cela conduit à la conclusion que la sonde mesurant $u_{t,3}$ était située à un endroit où la vitesse locale est supérieure à la moyenne. En supposant que la pression statique p_3 reste constante dans l'ensemble de la section transversale et a donc été mesurée avec précision, la pression totale de sortie du compresseur peut être corrigée à la valeur moyenne de section transversale de 262 kPa. Le changement des paramètres de conception est montré dans le Tableau 2, Colonne 2.

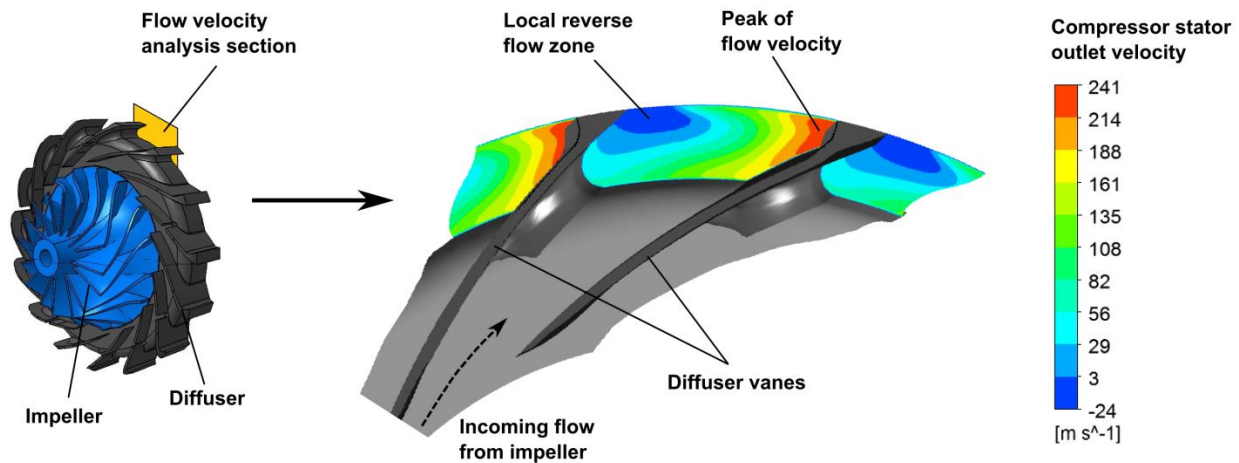


Figure 3 : Profil de vitesse à la sortie du diffuseur de compresseur (station 3)

La pression de sortie inférieure conduit directement à un rapport de pression du compresseur réduit de 2,76. Avec la pression de sortie totale mesurée de la chambre de combustion, la perte de pression de la chambre de combustion est significativement réduite de 13,6 à 10,1 pour cent. Cette valeur semble plus réaliste car elle se rapproche des valeurs obtenues à partir d'enquêtes numériques de la chambre de combustion, qui estiment la perte de pression entre 8 et 9 pour cent [9], respectivement 10 pour cent [10].

Un effet notable est l'influence sur l'efficacité de la turbine, qui diminue d'environ 2,5 points de base. Avec la pression ambiante, la perte de pression supposée au niveau de la buse et les valeurs mesurées pour le débit massique, la poussée et la température de sortie de la turbine, la position du point t dans le diagramme température-entropie (voir Figure 5 à la fin de ce chapitre) est fixée. En raison de la puissance spécifique réduite requise pour la compression, la température totale à l'entrée de la turbine doit diminuer. Comme le montre le Tableau 2, la chute de température est de 4 K. Avec la pression totale à l'entrée de la turbine $t_{4.4}$ restant constante dans cette analyse, la position du point t se déplace vers t' pour une entropie plus faible. Cela entraîne une augmentation du changement d'entropie à travers la turbine de t' à t , ce qui réduit l'efficacité de la turbine. Cependant, la mesure de $t_{4.4}$ constitue également une incertitude qui affecte l'évaluation de l'efficacité de la turbine. Une évaluation de cet effet a déjà été réalisée dans [11].

Distribution de température de turbine

La température totale de sortie de la turbine a été moyennée à partir de trois mesures prises à partir de sondes distribuées de manière circconférentielle au sein de cette station. Kügler et al. [9] ont montré que des points chauds et froids sévères se produisent à la sortie de la chambre de combustion (voir Figure 4). Cela est une conséquence de la conception de la chambre de combustion comportant des bâtons vaporisateurs. Le point chaud au niveau du carénage extérieur est un effet secondaire de la modélisation de la turbulence dans l'écoulement de la chambre de combustion. Le modèle entraîne des taux de réaction très élevés dans la couche limite, qui ne se produisent pas en réalité. Cet effet n'est donc pas pris en compte dans cette analyse. La combustion a principalement lieu dans les espaces entre deux bâtons où des tourbillons émergent, favorisant le mélange et la réaction. Bien que ces points chauds s'atténuent en progressant en aval, ils sont clairement observables à l'entrée de la turbine. Cependant, comme l'écoulement entrant dans la chambre de combustion par le revêtement extérieur a encore un moment angulaire [12], les points chauds et froids se déplacent circconférentiellement et ne correspondent plus à la position des bâtons vaporisateurs. Les mesures de la température d'entrée de la turbine dans des publications antérieures utilisant une seule sonde ont été jugées soit trop basses (discutées uniquement de manière qualitative [13]), soit trop élevées (jusqu'à 1300 K [14]) par leurs auteurs. Les points chauds et froids provenant de la combustion semblent être une explication valable pour ces résultats. Cependant, des températures trop basses peuvent également résulter, dans une moindre mesure, de la combustion continuant partiellement à travers la turbine et la buse d'échappement.

Les mesures effectuées par Weber [15] confirment que de sévères points chauds proviennent de la combustion. Des mesures ont été prises à quatre positions circconférentielles différentes directement à la sortie de la chambre de combustion, donnant des températures allant de 746 à 1156 K. Ces valeurs correspondent très bien à l'enquête numérique dans [9] qui estime les points chauds et froids dans la même plage. Weber a également effectué quatre mesures de la température à la sortie de la turbine. Ici, les différences circconférentielles ont considérablement diminué par rapport à la sortie de la chambre de combustion, toutes les mesures étant dans une plage d'environ 80 K. L'écart parmi les températures mesurées à la sortie de la turbine dans l'analyse actuelle est de 30 K, ce qui est significativement plus bas (voir Tableau 1). Cependant, les sondes n'ont pas été placées spécifiquement, de sorte que les points chauds et froids n'ont peut-être pas été détectés explicitement.

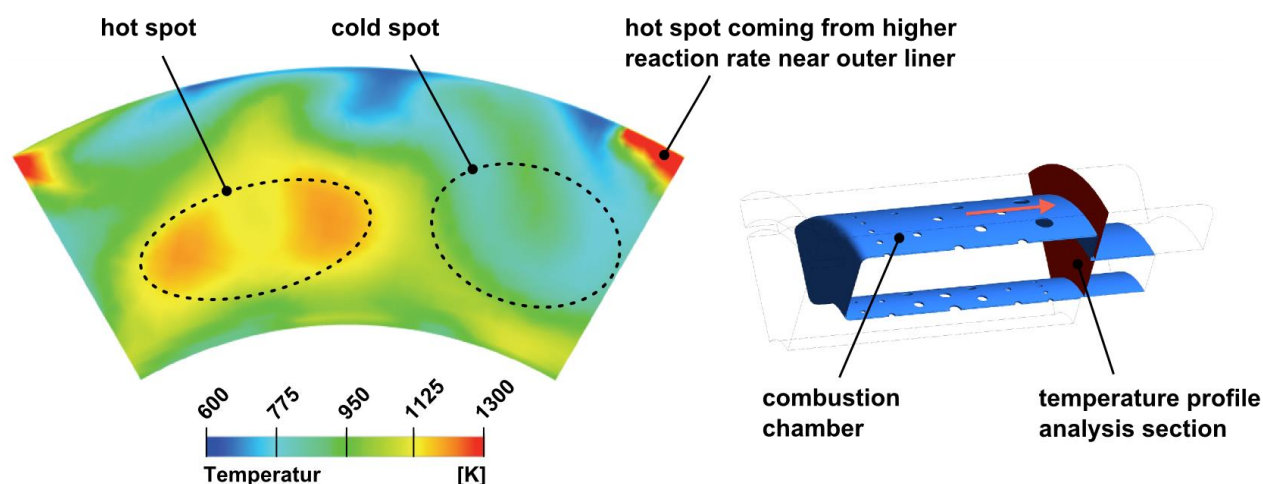


Figure 4 : Distribution de température à l'entrée de turbine

Le profil de température circonférentiel illustre qu'une température moyenne par section transversale, qui serait appropriée pour représenter le cycle thermodynamique, ne peut pas être déterminée avec précision par les mesures. L'analyse numérique de la combustion donne une température totale moyenne à l'entrée de la turbine de 971 K. Le calcul du cycle peut être adapté pour correspondre à cette valeur. Les résultats pour les paramètres de conception et les efficacités sont présentés dans le Tableau 2, Colonne 3. Les nouvelles positions des états thermodynamiques dans le diagramme température-entropie sont marquées par un double apostrophe (voir Figure 5). La correction pour la vitesse de sortie du compresseur est toujours appliquée. Alors que la température d'entrée de la turbine est réduite et que la pression reste constante, v'' se déplace vers une entropie plus basse. La turbine doit toujours fournir la même puissance pour le compresseur, donc la température de sortie de la turbine diminue à 860 K. Afin de maintenir la poussée à un niveau constant, l'efficacité de la turbine augmente de 76,0 à 78,3 pour cent. La température d'entrée de la turbine plus basse à un débit massique de carburant constant entraîne une efficacité de combustion réduite de 82,5 pour cent. Cependant, cette valeur correspond bien à Hupfer et al. [11], qui ont identifié des efficacités de combustion entre 82,9 et 83,7 pour cent selon la classification du moteur. Lorsque le débit de masse de carburant de palier est soustrait, l'efficacité de combustion dans le brûleur seul est de 86,8 pour cent.

Table 2 : Paramètres de conception calculés et efficacités des composants

		(1)	(2)	(3)
		Directement calculé à partir de mesure	Corrigé avec sortie de diffuseur profil de vitesse	Corrigé avec sortie de diffuseur vitesse et turbine profil de température
Rapport de pression du compresseur		2.87	2.76	2.76
Température d'entrée de la turbine		995 K	991 K	971 K
Efficacité isentropique du compresseur		0.746	0.739	0.739
Efficacité isentropique de la turbine		0.785	0.760	0.783
Efficacité de combustion		0.857	0.857	0.825
Rapport de pression de la chambre de combustion		0.864	0.899	0.899

Ces analyses illustrent le problème qui se pose lors de la mesure des données d'une très petite turbine à gaz. Les conditions d'écoulement complexes dans le diffuseur de compresseur ainsi que la conception de la chambre de combustion avec des bâtons vaporisateurs entraînent de forts gradients locaux des valeurs d'état telles que les vitesses et les températures. De plus, comme les chemins d'écoulement dans les petites turbines à gaz sont étroits, une résolution suffisamment élevée des sondes de mesure ne peut pas être réalisée. Le résultat est une évaluation expérimentale inexacte des sources de perte. Le potentiel d'amélioration des composants ne peut pas être évalué avec précision. Cela est particulièrement vrai pour les composants de la section de gaz chaud, car les conditions thermiques dans la section transversale d'entrée de la turbine ne peuvent pas être quantifiées avec précision. Les hypothèses et les valeurs concernant l'efficacité de combustion, la perte de pression de la chambre de combustion et l'efficacité de la turbine sont donc entachées d'incertitudes.

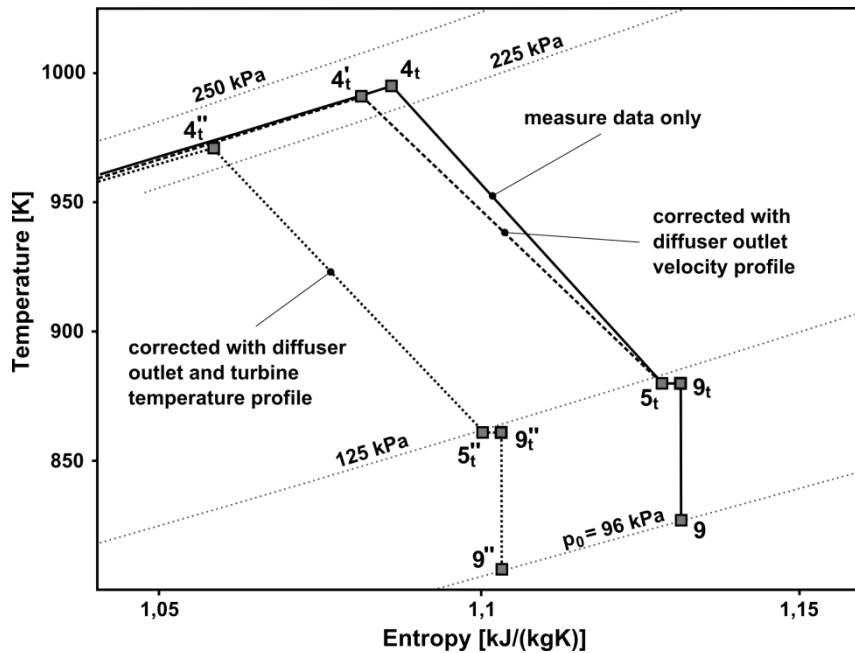


Figure 5 : Diagramme température-entropie pour l'expansion dans la turbine

Les enquêtes actuelles s'appuient donc sur des mesures corrigées par des analyses numériques afin de tenir compte de ces effets. Pour les études ultérieures dans ce document, les paramètres calculés avec les corrections pour la vitesse de sortie du compresseur et la température d'entrée de la turbine sont utilisés. Cependant, ces analyses nécessitent encore une validation. À l'Institut de propulsion aéronautique, la recherche actuelle vise à accomplir cette tâche. Une nouvelle installation de mesure ajustable est en cours de développement. La position de mesure peut être déplacée de manière circonférentielle pour enregistrer la pression totale de sortie du compresseur sur un segment entier entre deux aubes de stator. De plus, une sonde de pression à trois trous est utilisée, qui peut être tournée afin de trouver la direction d'écoulement locale. Cette installation promet une meilleure évaluation expérimentale des conditions de sortie du compresseur. Pour l'étude des conditions d'entrée de la turbine, un banc d'essai de chambre de combustion séparé est en développement, ce qui permet une mesure détaillée des températures, des pressions et des vitesses sur l'ensemble de la section transversale [16].

5. Évaluation du potentiel d'amélioration

L'efficacité d'un cycle de Brayton réel avec des pertes dans les composants est principalement déterminée par la combinaison du rapport de pression et de la température d'entrée de la turbine. La température d'entrée de la turbine est limitée en raison de la température maximale autorisée des matériaux du moteur. Cela affecte le stator et le rotor de la turbine ainsi que le palier arrière. Il a déjà été démontré que le stator de turbine est exposé à un profil de température circonférentiel avec des points chauds d'environ 1150 K, tandis que la température moyenne de la section transversale est de 971 K. Si une distribution plus uniforme pouvait être atteinte, la température moyenne d'entrée de la turbine pourrait être augmentée sans affecter négativement la fiabilité opérationnelle du moteur. Cependant, comme l'illustre la Figure 6, une augmentation seule de la température d'entrée de la turbine ne permet pas d'améliorer la consommation spécifique de carburant. La température optimale de 1003 K ne réduirait la consommation que de 0,15 pour cent (Point HT dans la Figure 6). Des températures plus élevées augmenteraient à nouveau la consommation. Cela peut s'expliquer par l'augmentation de la poussée spécifique due à un niveau d'enthalpie plus élevé dans les gaz d'échappement. De fortes vitesses des gaz d'échappement entraînent des consommations spécifiques de carburant plus élevées, car la conversion d'énergie devient moins efficace.

Le facteur déterminant pour une meilleure efficacité globale est le rapport de pression du compresseur. Dans la plage de valeurs raisonnables pour les petites turbines à gaz, un rapport de pression plus élevé conduit toujours à une réduction de la consommation spécifique de carburant. Cependant, comme mentionné précédemment, le rapport de pression est limité en raison des contraintes applicables aux petites turbines à gaz, telles que la géométrie, la température des matériaux et la configuration de turbine à une seule étape. Des études de marché ont montré qu'aucun des moteurs existants dans la plage de poussée de 1000 N et en dessous ne fonctionne à un rapport de pression supérieur à 4. Des rapports de pression plus élevés entraîneraient en outre des pertes de choc supplémentaires, car des pales optimisées transoniques posent des problèmes de fabrication à de petites tailles [7]. Néanmoins, un rapport de pression de 4 pourrait réduire l'efficacité du moteur analysé de 14,2 pour cent (Point HP dans la Figure 6).

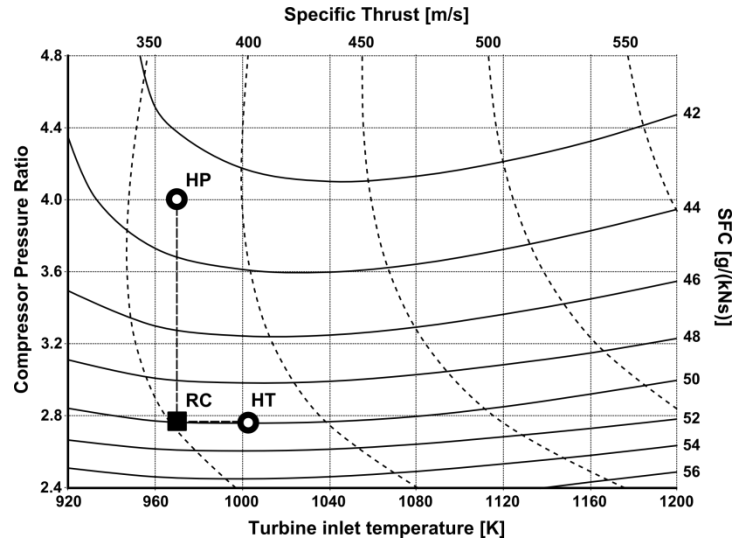


Figure 6 : Performance en fonction des paramètres de conception
(RC – cycle de référence, HT – haute température, HP – rapport de pression élevé)

5.1 Identification des facteurs de perte

Une méthode prometteuse pour augmenter le rapport de pression consiste à réduire les pertes survenant au sein des aubes de diffuseur du compresseur. Cela conduirait à une efficacité améliorée sans nécessiter des températures de sortie du compresseur plus élevées ou un transfert de travail plus important de la turbine. Selon l'enquête numérique, la perte de pression du diffuseur est dans la plage de 12 pour cent.

La figure 7 montre le processus de compression dans le diagramme température-entropie. Alors que le point t et le point t représentent les conditions totales à l'entrée et à la sortie de l'ensemble du compresseur, le point t montre les conditions entre le rotor et le diffuseur. L'analyse montre que l'efficacité du rotor est de 84,9 pour cent à un rapport de pression de 3,14.

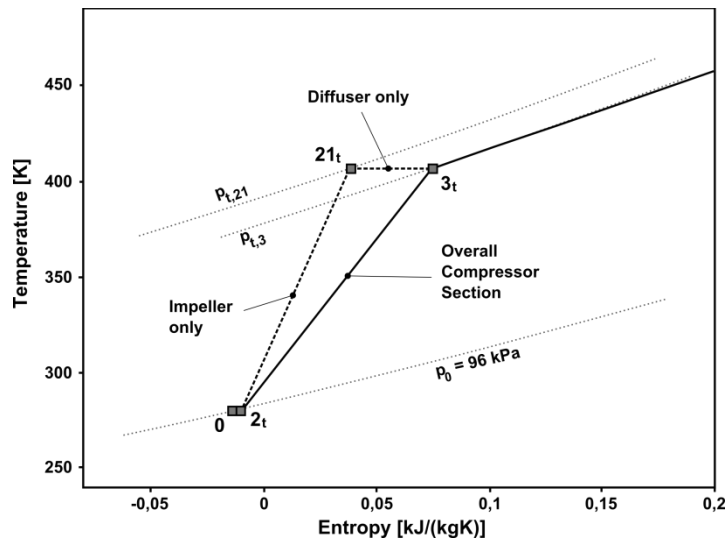


Figure 7 : Diagramme température-entropie pour la compression

Figure 8 montre l'impact de la perte de pression du diffuseur de compresseur sur la consommation spécifique de carburant et la poussée spécifique. Il est clairement visible que les pertes de diffuseur sont responsables d'une grande partie de la consommation de carburant. Un diffuseur idéal réduirait de 17,8 pour cent. Les diffuseurs actuels sont conçus principalement en tenant compte d'une fabrication simple et de faibles coûts. Ils n'incorporent pas de conception d'aube optimisée aérodynamiquement. Des investigations sur l'écoulement à travers les aubes de diffuseur indiquent qu'il y a de sévères séparations d'écoulement. Une géométrie d'aube de stator améliorée peut aider à réduire

pertes et ainsi augmenter l'efficacité globale. Analyses numériques sur différentes géométries telles que les stators en tandem sont actuellement en cours.

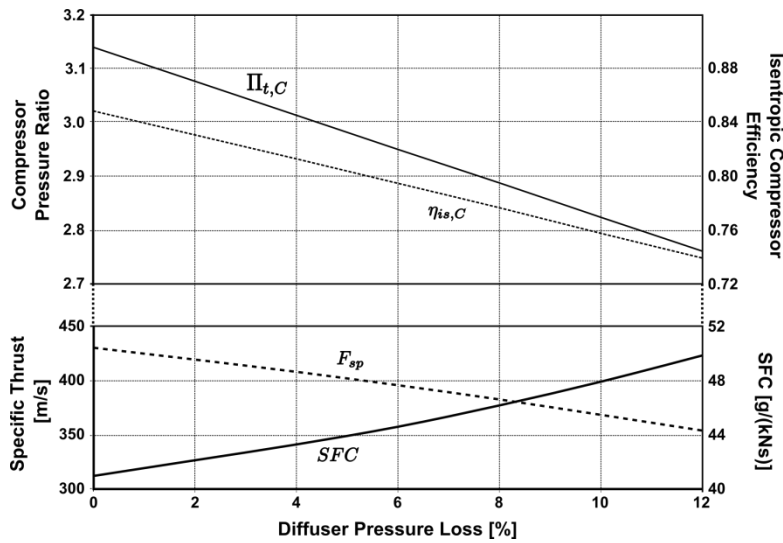


Figure 8 : Effet de la perte de pression du diffuseur

L'effet thermodynamiquement pertinent des pertes de diffuseur de compresseur est la réduction de la pression d'entrée de turbine et donc du gain d'enthalpie réalisable lors de l'expansion du fluide. Cela est également vrai pour les pertes de pression dans la chambre de combustion. Ainsi, pour une analyse de la performance globale, l'origine des pertes n'a pas d'importance. La figure 9 montre le résultat d'une étude paramétrique où les pertes de diffuseur de compresseur et les pertes de pression de la chambre de combustion sont variées indépendamment. L'effet sur sp dépend uniquement de la somme des deux pertes de pression.

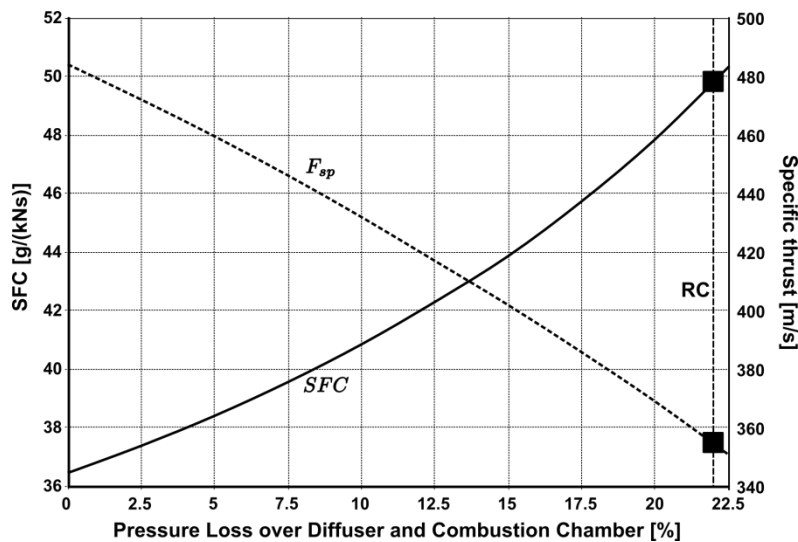


Figure 9 : Effet combiné de la perte de pression du diffuseur et de la chambre de combustion
(Cycle de référence RC à 22,1 pour cent)

Le principal objectif du diffuseur est de réduire la vitesse d'écoulement provenant du rotor afin de maintenir une combustion stable. Cependant, les paramètres d'influence sur la combustion, tels que les profils de vitesse et la distribution de pression, ne sont pas encore entièrement compris. Des analyses expérimentales ainsi que des analyses numériques ont montré que le diffuseur ne supprime pas complètement le moment angulaire du flux. Cela pourrait cependant bénéficier à l'efficacité de combustion en raison de meilleures caractéristiques de mélange. L'intersection entre le diffuseur et la chambre de combustion présente donc un potentiel d'optimisation prometteur. Cela conduit à la conclusion que le diffuseur et la chambre de combustion ne devraient pas être considérés comme des composants individuels, mais plutôt comme une unité unique.

L'efficacité de combustion affecte directement la quantité de débit massique de carburant nécessaire pour maintenir le cycle. Elle a également un effet mineur sur l'équilibre de puissance entre la turbine et le compresseur, car elle contribue au débit massique des gaz d'échappement. Améliorer l'efficacité de combustion peut être réalisé de deux manières. La première méthode consiste à augmenter l'efficacité du brûleur en tant que tel. Une nouvelle conception de chambre de combustion avec une perforation optimisée de la doublure peut améliorer le mélange et l'allumage dans la zone de combustion. La conception de la doublure de la chambre de combustion est l'objet de recherches actuelles à l'Institut de propulsion aéronautique. La deuxième possibilité est de recycler le débit massique de carburant de lubrification dans la zone de combustion. Cela pourrait être accompli par des aubes de turbine creuses guidant vers les bâtons vaporisateurs. Cependant, des réalisations n'ont pas encore été effectuées. La même tâche pourrait également être accomplie avec un système d'huile séparé. Cela, cependant, ne semble pas être une option viable pour les petits moteurs à réaction de moins de 1000 N, car cela augmenterait la taille, le poids, la complexité et le coût du moteur.

L'efficacité de la turbine dans cette analyse est très faible par rapport aux turbines axiales plus grandes. Cela peut en partie s'expliquer par des effets de petite taille tels que de faibles nombres de Reynolds, des espaces de jeu et la qualité de surface. Cependant, le système de lubrification des roulements a également un impact sur l'efficacité de la turbine. Lorsque le débit de masse de lubrification se mélange avec le flux principal de gaz d'échappement entre la pale de turbine et le rotor, des pertes de mélange se produisent. Comme l'illustre la Figure 10, le débit de masse de lubrification a une direction radiale entraînant un flux de cisaillement 90° dans la zone de mélange. De plus, le moteur TJ 74, qui est analysé dans cette étude, utilise un stator de turbine en acier soudé par points. Les turbines à gaz plus récentes sont équipées de pièces moulées par investissement intégral en alliages de nickel. Cela est principalement dû à une meilleure résistance à la température. Cependant, des surfaces plus lisses et des tolérances de fabrication plus faibles aident à réduire les pertes par friction et donc à augmenter l'efficacité de la turbine.

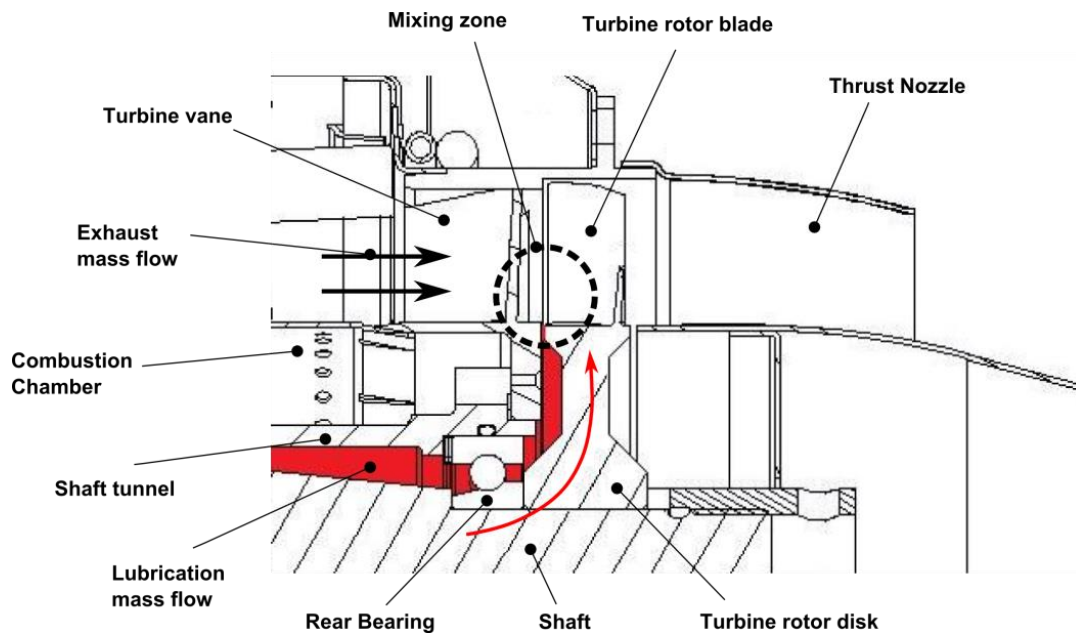


Figure 10 : Mélange des débits de masse de lubrification et d'échappement

5.2 Comparaison des facteurs de perte sur la performance

L'amélioration des composants peut être quantifiée par la réduction relative des pertes qui se produisent. La réduction des pertes x peut être évaluée avec

$$LR_x = 100\% \cdot \left(\frac{x - x_{ref}}{1 - x_{ref}} \right) \quad (4)$$

où représente le facteur de perte, c'est-à-dire les rapports de pression si des pertes de pression se produisent ou les efficacités si applicable. $_{ref}$ est la valeur de référence du facteur de perte provenant du calcul du cycle ci-dessus. Les rapports de pression, respectivement les efficacités de 1 réduiraient donc les pertes de 100 pour cent. La Figure 11 montre l'influence de la réduction des pertes sur la consommation spécifique de carburant

et la poussée spécifique. Les facteurs de perte sont le rapport de pression du diffuseur, l'efficacité de combustion, le rapport de pression de la chambre de combustion et l'efficacité de la turbine. Les graphiques résultent chacun du changement d'un seul paramètre.

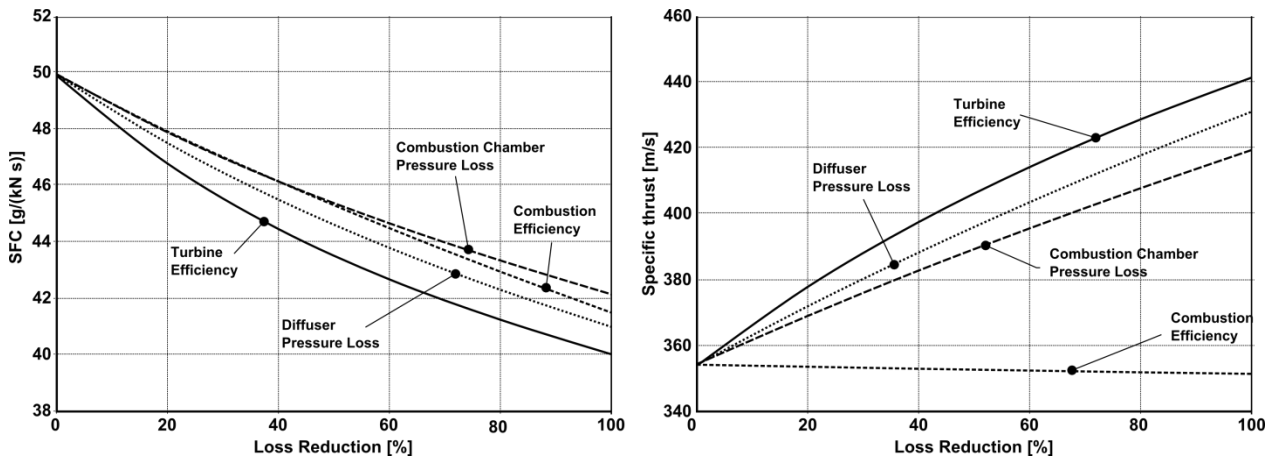


Figure 11 : Influence de la réduction des pertes sur la performance

Le résultat montre que l'efficacité de la turbine présente théoriquement le plus grand potentiel d'augmentation de la performance du moteur. Une amélioration partielle peut être obtenue grâce à un nouveau design des aubes de turbine et à une technique de moulage par investissement. Des systèmes de lubrification alternatifs pourraient également augmenter l'efficacité de la turbine. Cependant, comme les effets de petite taille dans les turbomachines persistent, toute amélioration doit être considérée comme limitée.

L'effet des trois autres facteurs est plus faible mais reste significatif. L'influence de l'efficacité de combustion sur la poussée spécifique est une exception, car une amélioration ne réduit que le débit massique de carburant requis. Cela entraîne un débit massique d'échappement légèrement inférieur, nécessitant une sortie de travail spécifique plus élevée de la turbine. Le résultat est un niveau d'enthalpie réduit dans la buse de poussée, ce qui entraîne une légère réduction de la poussée spécifique.

Cette analyse montre également le grand potentiel qui réside dans l'amélioration de l'intersection entre le diffuseur du compresseur et la chambre de combustion. Une efficacité de combustion plus élevée nécessite un meilleur mélange des débits massiques de carburant et d'air. Dans une large mesure, la qualité du mélange est le résultat de la manière dont le débit massique d'air est injecté dans la zone de combustion. Cela nécessite cependant une meilleure compréhension des processus de mélange et de vaporisation dans les chambres de combustion des petites turbines à gaz. Une nouvelle géométrie de diffuseur peut alors fournir des conditions d'écoulement appropriées. Une intersection optimisée peut également conduire à une réduction des pertes de pression tant dans le diffuseur que dans la chambre de combustion.

5.3 Effets des composants améliorés sur les paramètres de conception optimaux

Le recyclage du débit de masse de lubrification dans la chambre de combustion est une méthode pour augmenter à la fois l'efficacité de combustion et l'efficacité de la turbine. En supposant un débit de carburant de lubrification de cinq pour cent, l'efficacité de combustion passe à 86,8 pour cent, ce qui correspond à une réduction des pertes de 24,6 pour cent. Avec l'hypothèse que les pertes au sein de la turbine peuvent être réduites de 10 pour cent en évitant les pertes de mélange, le recyclage peut diminuer la consommation spécifique de carburant de 8 pour cent et augmenter la poussée spécifique de 3,2 pour cent.

Dans ce qui suit, un cas générique est présenté afin d'évaluer l'effet des améliorations des composants sur les paramètres de conception optimaux, c'est-à-dire le rapport de pression du compresseur et la température d'entrée de la turbine. Pour cette analyse, une réduction de 30 pour cent pour tous les facteurs de perte est appliquée. Cela conduit à une nouvelle efficacité du compresseur $\eta_{is,c}$ de 0,773, une efficacité de combustion η_{comb} de 0,878, un rapport de pression de la chambre de combustion π_{cc} de 0,929 et une efficacité de la turbine $\eta_{is,T}$ de 0,848. Pour un équilibre de travail constant entre les composants rotatifs, cela conduit à un rapport de pression du compresseur $\pi_{t,c}$ accru de 2,88 en raison de la réduction des pertes dans le diffuseur. La Figure 12 montre le résultat de cette étude de cas.

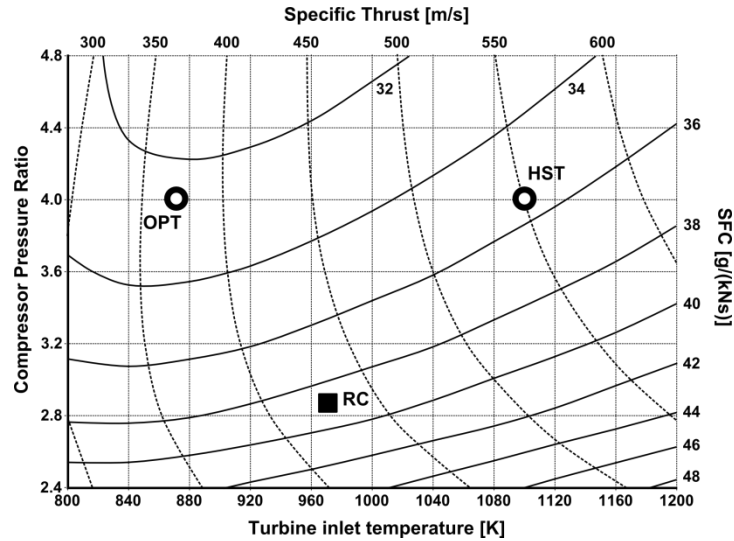


Figure 12 : Performance en fonction des paramètres de conception avec des composants améliorés (RC – cycle de référence, OPT – consommation spécifique de carburant optimale, HST – poussée spécifique élevée)

La réduction des pertes (point RC dans la Figure 12) entraîne une réduction de la consommation spécifique de carburant de 22,4 pour cent à 38,7 g/(kNs) par rapport au cycle de référence précédent. La poussée spécifique est de 429 m/s, soit une augmentation de 21,2 pour cent. Pour un minimum, la température d'entrée de turbine optimale se situe entre 800 et 900 K, en fonction du rapport de pression du compresseur. Pour un rapport de pression de 4 et une température d'entrée de turbine de 868 K, une consommation spécifique de carburant de 32,5 g/(kNs) pourrait être atteinte (point OPT dans la Figure 12). Par rapport au cycle de référence, la température d'entrée de turbine doit être réduite pour une efficacité supérieure. Cependant, la poussée spécifique augmente avec des températures plus élevées. Une température d'entrée de turbine de 1100 K à un rapport de pression de 4 augmenterait la poussée spécifique de 49 pour cent à 550 m/s par rapport au point OPT, mais augmenterait également la consommation spécifique de 9,2 pour cent à 35,5 g/(kNs) (point HST dans la Figure 12). Ce compromis en performance peut être viable pour des applications avec des exigences de poussée élevées. Des températures plus élevées nécessitent soit une réduction des points chauds grâce à une nouvelle conception de chambre de combustion, soit des exigences de durée de vie réduites. Des investigations sur des matériaux avancés en alliage de nickel indiquent que des températures d'entrée de turbine supérieures à 1300 K sont possibles avec un profil de température complètement uniforme [17].

6. Remarques conclusives

L'étude d'une petite turbine à gaz par des tests expérimentaux ainsi que des simulations numériques a révélé que l'accès à des données thermodynamiques précises du processus de cycle est difficile. Cela est principalement dû à des profils de vitesse et de température inégaux sur toute la circonférence. Une résolution suffisamment élevée des sondes de mesure ne peut pas être installée car les géométries sont trop petites. Les analyses numériques aident à identifier de telles incertitudes ; cependant, elles n'ont pas encore été validées. Une analyse de sensibilité a montré que de très petites variations des données mesurées peuvent déjà entraîner des écarts significatifs par rapport aux valeurs de conception itérées.

Néanmoins, l'analyse thermodynamique a été étendue afin d'évaluer les potentiels d'amélioration pour les petites turbines à gaz. La définition des réductions de pertes de composants a été utilisée pour quantifier les potentiels d'amélioration. Il a été démontré que l'intersection entre le diffuseur de compresseur et la chambre de combustion présente un potentiel considérable car elle affecte à la fois les pertes de pression du diffuseur et de la chambre de combustion. De plus, l'efficacité de combustion dépend fortement de la qualité de mélange, qui est influencée par la vitesse d'écoulement de l'air et la direction provenant du diffuseur. Contrairement aux approches conservatrices, ces deux composants ne devraient pas être évalués individuellement mais plutôt comme une unité unique.

Des hypothèses réalistes pour l'amélioration des composants conduisent à des consommations spécifiques de carburant bien inférieures à celles des moteurs à la pointe de la technologie. Des rapports de pression plus élevés bénéficient à la performance mais augmentent la complexité et le poids du moteur. La réduction des points chauds dans la section de la turbine grâce à de nouvelles techniques de combustion peut fournir des températures moyennes d'entrée de turbine plus élevées et donc augmenter la poussée spécifique sans réduire la durée de vie de la turbine. Un profil de température et de vitesse homogène à la section d'entrée de la turbine est un prérequis important pour le succès de l'optimisation supplémentaire de l'efficacité de la turbine.

En raison de la diversité des applications des petites turbines à gaz, une optimisation globale des petites turbines à gaz inclut des aspects clés supplémentaires. En plus des exigences d'efficacité et de poussée, il existe également des exigences telles que la petite taille du moteur, la flexibilité du carburant, la faible complexité et le coût d'acquisition. La conception des petites turbines à gaz reste principalement une tâche axée sur l'application, mais présente encore un grand potentiel pour des améliorations supplémentaires.

Références

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Site du fabricant : www.frankturbine.de
- [2] Kurzke J. 2012. GasTurb 12. Logiciel de performance des turbines à gaz. Site : www.gasturb.de
- [3] Schreckling K. 1994. Turbines à gaz pour modèles réduits d'avion. Traplet Publications.
- [4] Cumpsty N. A. 2003. Propulsion par jet : Un guide simple sur la conception aérodynamique et thermodynamique et la performance des moteurs à réaction. Cambridge University Press, Cambridge, R.-U.
- [5] MTU Aero Engines GmbH. 2010. EJ200 Moteur turbofan – La puissance innovante. Fiche d'information
- [6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. Mise à l'échelle des 3-36k W microturbines. 57th ASME Turbo Expo, Copenhagen, Danemark
- [7] Rodgers C. 2003. Certains effets de la taille sur les performances des petites turbines à gaz. 48th ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, États-Unis
- [8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. Enquête numérique sur le diffuseur de compresseur pour petites turbines à gaz. Rapport non publié. Institut de propulsion aéronautique, Technische Universität München
- [9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. Enquête numérique sur les chambres de combustion pour petites turbines à gaz. Rapport non publié. Institut de propulsion aéronautique, Technische Universität München
- [10] Gieras M., Stankowski T. 2012. Étude computationnelle d'un flux aérodynamique à travers un brûleur de moteur à micro-turbine. Journal des technologies de l'énergie 92, pp. 68-79 .
- [11] Hupfer A., Erhard W., Kau H.-P. 2012. Investigation des Concepts de chambre de combustion pour les turbines à gaz micro à jet, 23rd Symposium international sur les phénomènes de transport, Auckland, NZL
- [12] Mayer A., Naubert M., Hupfer A. 2011. Construction et mise en service d'une chambre de combustion en verre dans une turbine à gaz modèle. Rapport technique. LFA-2011-007 . Institut de propulsion aéronautique, Technische Universität München
- [13] Davison C. R., Birk M. A. 2004. Mise en place et expérience opérationnelle avec un moteur à micro-turbine pour la recherche et l'éducation. 49th ASME Turbo Expo, Vienne, AUS.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Développement d'un moteur aéronautique très petit. 45th ASME Turbo Expo, Munich, GER
- [15] Weber M., Erhard W. 2011. Investigations expérimentales sur une turbine à gaz modèle pour déterminer les caractéristiques opérationnelles, Rapport technique, LFA-2011-100 , Institut de propulsion aéronautique, Technische Universität München
- [16] Speidel T., Hupfer A. 2013. Construction et mise en service d'un stand d'essai de chambre de combustion d'une petite turbine à gaz. Rapport non publié. Institut de propulsion aéronautique, Technische Universität München
- [17] Visser W. P. J., Shakariyants S. A. 2010. Développement d'une turbine micro de 3k W pour les Applications de CVC. 55th ASME Turbo Expo, Glasgow, R.-U.