

Very Small Gas Turbine Jet Engines – Current Limits and Potential for Improvement

*D. Hirndorf *, A. Hupfer *, W. Erhard * and H.-P. Kau **
**Institute for Flight Propulsion*
Technische Universität München, 85747 Garching, Germany

Abstract

Gas turbine technology offers propulsion devices with excellent thrust-to-weight ratios for a broad range of flight conditions. However, the low efficiency and the high operating costs of current small gas turbine engines substantially restrict their use in new emerging markets. This paper evaluates the performance of small gas turbines based on thermodynamic cycle data obtained from a test stand. It analyses the effect of component-based parameters and proposes measures to increase efficiency. After having carried out the analysis, the intersection between compressor diffuser and combustion chamber was identified as an area with high potential for improvement.

1. Introduction

In recent years a variety of new gas turbine jet engines in the thrust range of 1000 N and below (very small gas turbine jet engines) have been designed. Their small size and light weight make them attractive for new emerging markets like model aircrafts, UAVs, remotely piloted vehicles and autonomous flight systems. However, due to scaling effects and the lack of design guidance for key components such as the combustion chamber or the compressor diffuser vanes, the low efficiency of these engines still restricts their use in many instances.

At the Institute for Flight Propulsion of the Technische Universität München investigations on very small gas turbines have been conducted in order to evaluate the current state-of-the-art technology as well as to assess potential for improvement. The thermodynamic cycle process of a gas turbine Frank Turbine TJ 74 [1] was analyzed on a test stand (see Figure 1). However, some representative state conditions could not be determined accurately due to circumferentially uneven distributions. Numerical analyses were performed in order to account for measurement uncertainties and provide more detailed information on flow conditions. Design Parameters and component efficiencies were iteratively calculated using the GasTurb 12 performance software [2].

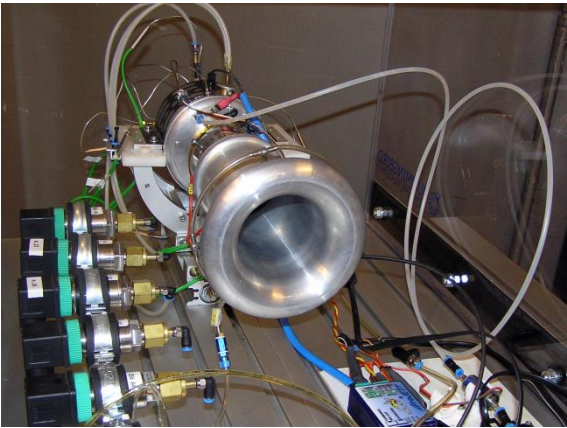


Figure 1: Test stand with gas turbine Frank Turbine TJ 74

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].

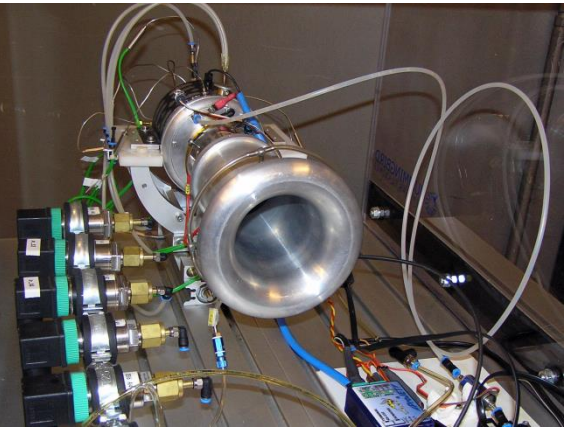


Figure 1 : Banc d'essai avec turbine à gaz Turbine Frank TJ 74

2. Configuration of small gas turbines

The configuration of most of the small gas turbine jet engines is based on the guidelines of Kurt Schreckling [3]. Ambient air enters the gas turbine through the engine intake and proceeds to the compressor. The compressor consists of a centrifugal impeller and subsequent diffuser vanes, which deflect the air in axial direction and reduce its velocity by increasing the static pressure. The air enters the combustion zone through several holes in the inner and outer liner of the combustor. A small part of air is guided to the vaporizer sticks at the rear side of the combustor. Inside the sticks this part of air is mixed with fuel, which vaporizes on the hot wall of the sticks. The fuel-air-mixture ignites after leaving the vaporizer sticks. Downstream of the combustion chamber the exhaust gas expands in the turbine, which supplies power for the compressor impeller. The exhaust gas exits the gas turbine via the convergent nozzle, where the flow is accelerated in order to create thrust. Figure 2 shows the entire configuration of the gas turbine.

A major difference compared to larger gas turbine engines is the absence of a separate oil system for cooling and lubricating the bearings. Instead, a fuel mixture of kerosene and about 5% turbine oil supplies both the combustion and the lubrication. The mixture is split after the fuel pump so that about 5 % of the total fuel flow is channeled through the bearings [3]. This fraction unites with the main exhaust gas flow not before the turbine section – it bypasses the combustion chamber and therefore remains unburned.

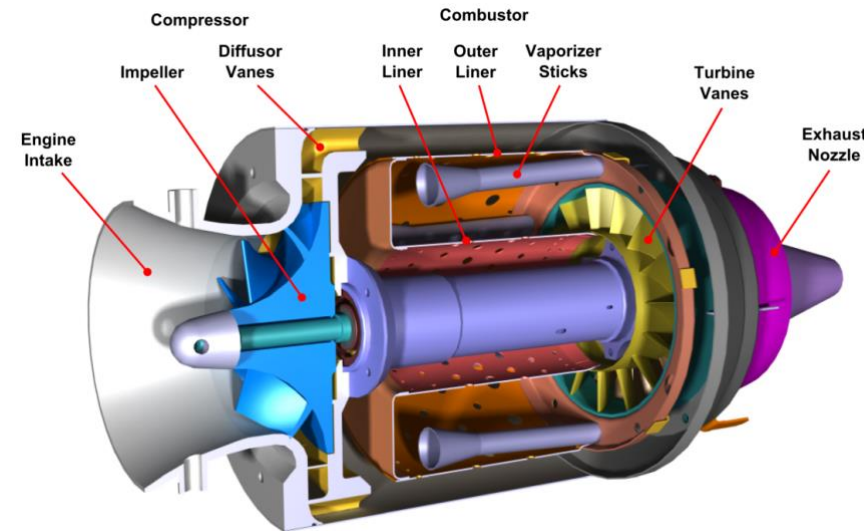


Figure 2: Configuration of a very small gas turbine

3. Performance evaluation of single-spool turbojets

In order to evaluate the performance of a jet engine, the thrust specific fuel consumption SFC as well as the specific thrust F_{sp} can be quantified. The SFC relates the fuel mass flow to the thrust output, therefore characterizing the overall efficiency of the engine (see Eq. (1)). The specific thrust is the quotient of thrust and engine mass flow making it primarily a function of the exhaust gas velocity v_9 and thus the specific kinetic energy of the exhaust (see Eq. (2)). This value is explicitly important for small engines in which size is a limiting factor and where thrust has to be created by low mass flows and high velocities.

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

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

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.

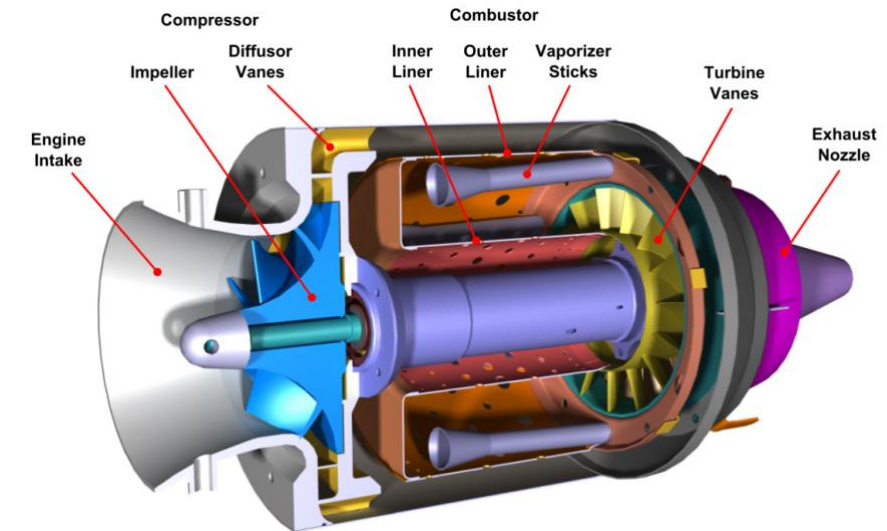


Figure 2 : Configuration d'une très petite turbine à gaz

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 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.

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

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

Both equations are presented without showing the influence of flight velocity. The fuel-to-air ratio $FAR = \dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0$ relates the fuel mass flow to the engine air mass flow \dot{m}_0 . As Eq. (1) and (2) show, both performance values are closely correlated to each other. However, the conversion from kinetic energy into thrust becomes generally less efficient with higher velocities [4]. Therefore, engine design always has to be a compromise, because a low SFC and a high F_{sp} cannot be achieved at the same time.

The performance values are a function of design parameters and component efficiencies of the engine. For a single-spool turbojet, the SFC is a result of the compressor total pressure ratio $\Pi_{t,C}$, the turbine inlet temperature $T_{t,4}$ as well as the efficiencies and pressure losses of the individual components (see Eq. (3)). $\eta_{is,C}$ and $\eta_{is,T}$ are the isentropic efficiencies of compressor and turbine, respectively. η_{Comb} evaluates the efficiency of the combustion defining the portion of injected fuel that is actually combusted. η_{mech} is the mechanical efficiency resulting from bearing losses. Pressure losses occurring in the inlet section, the combustion chamber and the thrust nozzle are taken into account with their respective total pressure ratios $\Pi_{t,I}$, $\Pi_{t,CC}$ and $\Pi_{t,N}$.

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

The correlations shown above are also valid for the specific thrust F_{sp} . However, the influence of the combustion efficiency η_{Comb} is very low as long as the turbine inlet temperature $T_{t,4}$ remains constant. In this case, a less efficient combustion would require a higher fuel-to-air ratio.

4. Cycle analysis of a small jet engine

4.1 Measurements

To evaluate the performance of a small gas turbine jet engine a Frank Turbine TJ 74 was under investigation on a test stand. Thermodynamic cycle parameters were measured at a high load reference operating point at 107 000 rpm. The measurements were taken at stationary conditions. All values were time-averaged over a period of 20 seconds. Following data was obtained (see Table 1):

Table 1: Measured Cycle Data for the TJ 74 jet engine

Static Ambient Pressure	p_0	96 kPa
Static Ambient Temperature	T_0	280 K
Net Thrust	F_N	106.4 N
Engine Air Mass Flow	\dot{m}_0	300.7 g/s
Total Fuel Flow	\dot{m}_{fuel}	5.31 g/s
Total Compressor Outlet Pressure	$p_{t,3}$	273 kPa
Static Compressor Outlet Pressure	p_3	251 kPa
Total Compressor Outlet Temperature	$T_{t,3}$	407 K
Total Combustion Chamber Outlet Pressure	$p_{t,4}$	236 kPa
Total Turbine Outlet Temperatures	$T_{t,5a}$	873 K
	$T_{t,5b}$	899 K
	$T_{t,5c}$	869 K
Total Averaged Turbine Outlet Temperature	$\overline{T}_{t,5}$	880 K

On the test stand a standardized bell-mouth air inlet duct was fitted to the engine. Air mass flow \dot{m}_0 was calculated from the ambient density, the inlet cross section area and a corresponding measured difference in static pressure $\Delta p = p_{inlet} - p_0$. The average temperature $\overline{T}_{t,5}$ at the turbine outlet is determined by arithmetic mean of the temperatures measured by three separate probes (a , b , c) which were circumferentially distributed within the same cross section.

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)). is,C et is,T sont les efficacités isentropiques du compresseur et de la turbine, respectivement. $Comb$ évalue l'efficacité de la combustion définissant la portion de carburant injecté qui est effectivement combustée. $mech$ 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 t,I , t,CC et 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 $Comb$ 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	$\overline{\hspace{1cm}}$	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.

To analyze the entire thermodynamic cycle of the engine, pressure losses of inlet and nozzle were estimated to one percent each. The mechanical efficiency was assumed to be 98 percent. All design parameters were iterated to match the data obtained from the test stand. The results are shown in Table 2, Column 1 at the end of this chapter. The cycle analysis yielded a specific fuel consumption SFC of 49.9 g/(kNs) and a specific thrust F_{sp} of 354 m/s.

Compared to larger engines the thermodynamic efficiency of small gas turbines is very low. The measured SFC is higher than the value achieved by the modern military used EJ200 engine with an activated afterburner of 48 g/(kNs) [5]. The main factor contributing to this inefficiency can be found in the combination of the low pressure ratio of 2.87 (26 for EJ200) and the turbine inlet temperature of 995 K (about 1800 K for EJ200). Both values are bound to certain constraints and therefore remain on a fairly low level. The turbine inlet temperature is limited by the sustainable material temperature of the turbine, which determines the overall lifetime of the engine. As turbines of small jet engines are generally not cooled, the turbine inlet temperature is on a far lower level compared to larger engines with a secondary air system. Additionally, as will be discussed in the following section, temperature distribution is not even over the turbine inlet cross section. As hot spots define the local maximum temperature and thus material strain, the average temperature over the cross section remains lower. For some applications the pressure ratio may be limited by the geometric size of the engine, as higher pressure ratios require larger compressors. Moreover, higher compressor outlet temperatures resulting from increased pressure ratios would require other materials like aluminum, such as steel or titanium. This would increase the engine mass as well as the manufacturing complexity and finally the overall costs of the engine. Higher pressure ratios would also require more specific power provided by the turbine. This could lead to the necessity of a second axial turbine stage which would further enhance complexity.

Several small size effects lead to higher losses, which have a further impact on performance. This is particularly relevant for turbo components. Low Reynolds numbers lead to high friction factors due to a low ratio of inertial to viscous forces. The surface-to-area ratio, which is inversely proportional to the geometrical size, increases the friction even more at small dimensions. Moreover, the influence of clearance gaps becomes more significant as they result from manufacturing tolerances and therefore do not scale with size. These factors lead to comparably low efficiencies for compressor (74.6 %) and turbine (78.5 %). Detailed analyses of small size effects and their impact on engine performance are presented in [6] and [7].

The combustion constitutes another major influence on the performance of small gas turbine. While combustion efficiencies of larger engines normally range above 99 percent in design conditions, the analysis shows a significantly lower efficiency of 85.7 percent. Even if the fuel flow through the bearings (approx. 5% of the total fuel flow) is subtracted, almost ten percent of the fuel in the combustion chamber still remains unburned.

4.2 Assessment of measured values

The measured data is sufficient to reconstruct the entire thermodynamic cycle and thus all design parameters and efficiencies. However, the reliability of the measurement has to be assessed. As the thrust and the fuel mass flow are determined via a force sensor respectively via a Coriolis flow sensor, both values can be considered reliable. This means that the specific fuel consumption can be calculated accurately. However, problems occur when measuring state values at specific cross sections between the components of the engine. Particularly total values have to be handled with care as they depend on local flow phenomena, which are often circumferentially asymmetric. Therefore a more detailed investigation on these measured values has to be performed.

Compressor outlet pressure

The measurement of the total as well as the static pressure at the compressor outlet (station 3) yields a Mach number Ma_3 of 0.35 and a corresponding velocity v_3 of 141 m/s. According to recent numerical investigations on the compressor diffuser vanes [8] these number are too high. As Figure 3 shows, the velocity of the flow leaving the diffuser varies significantly along the cross section between two vanes. This is a result of the angular momentum of the flow coming from the impeller, which causes a separation of the flow from the stator vanes. This leads to local reverse flow zones as well as to velocity peaks in the magnitude of about 240 m/s. The averaged absolute flow velocity $v_{3,avg}$ in this area is 102 m/s. This leads to the conclusion that the probe measuring $p_{t,3}$ was located at a position where the local velocity is higher than the average. With the assumption that the static pressure p_3 remains constant within the entire cross section and was therefore measured accurately, the compressor outlet total pressure $p_{t,3}$ can be corrected to the cross section averaged value 262 kPa. The change of the design parameters is shown in Table 2, Column 2.

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 v_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 $v_{3,avg}$ dans cette zone est de 102 m/s. Cela conduit à la conclusion que la sonde mesurant $p_{t,3}$ 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.

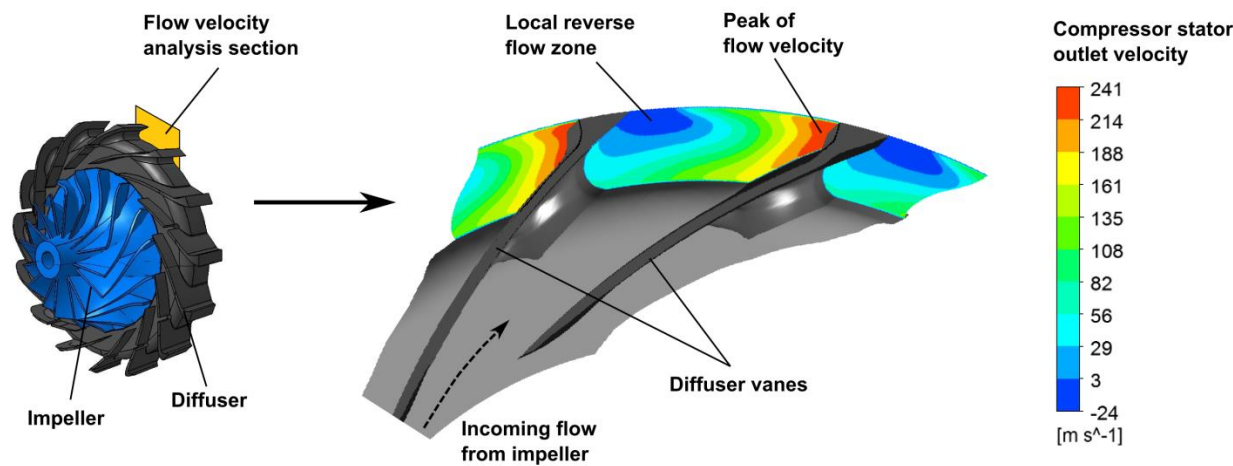


Figure 3: Velocity profile at compressor diffuser outlet (station 3)

The lower outlet pressure directly leads to a reduced compressor pressure ratio of 2.76. With the measured total combustion chamber outlet pressure the combustion chamber pressure loss is significantly reduced from 13.6 to 10.1 percent. This value appears to be more realistic as it comes closer to values obtained from numerical investigations of the combustion chamber, which estimate the pressure loss between 8 to 9 percent [9], respectively 10 percent [10].

A noticeable effect is the influence on the turbine efficiency, which decreases about 2.5 basis points. With the ambient pressure, the assumed nozzle pressure loss and the measured values for mass flow, thrust and turbine outlet temperature the position of point 5_t in the temperature-entropy diagram (see Figure 5 at the end of this chapter) is fixed. Due to the reduced specific power required for compression, the total turbine inlet temperature has to decrease. As Table 2 shows the temperature drop is 4 K. With the measured total turbine inlet pressure $p_{t,4}$ remaining constant in this analysis, the position of point 4_t shifts to $4'_t$ to lower entropy. This leads to an increase in entropy change over the turbine from $4'_t$ to 5_t which reduces the turbine efficiency. However, the measurement of $p_{t,4}$ also constitutes an uncertainty which effects the assessment of the turbine efficiency. An evaluation of this effect has already been carried out in [11].

Turbine Temperature Distribution

The total turbine outlet temperature was averaged from three measurements taken from probes circumferentially distributed within this station. Kügler et al. [9] showed that severe hot and cold spots occur at the combustion chamber outlet (see Figure 4). This is a consequence of the combustion chamber design featuring vaporizer sticks. The hot spot at the outer casing is a side-effect of the turbulence modeling in the combustion chamber flow. The model results in very high reaction rates in the boundary layer, which do not occur in reality. This effect, therefore, is not further regarded in this analysis. The combustion primarily takes place in the spaces between two sticks where vortices emerge supporting mixing and reaction. Although these hot spots level out while proceeding downstream, they are clearly observable at the turbine inlet. However, as the flow entering the combustion chamber through the outer liner still has an angular momentum [12], the hot and cold spots shift circumferentially and do no longer correspond with the position of the vaporizer sticks. Measurements of turbine inlet temperature in former publications using only one single probe were found to be either too low (only qualitatively discussed [13]) or too high (up to 1300 K [14]) by their authors. Hot and cold spots coming from the combustion appear to be a sound explanation for these results. However, too low temperatures can also result to a minor degree from combustion partially continuing through the turbine and the exhaust nozzle.

Measurements carried out by Weber [15] confirm that severe hot spots originate from the combustion. Measurements were taken at four different circumferential positions directly at the combustion chamber outlet yielding temperatures ranging from 746 to 1156 K. These values comply very well with the numerical investigation in [9], which estimates hot and cold spots within the same range. Weber also took four measurements of the temperature at the turbine outlet. Here, the circumferential differences reduced significantly compared to the combustion chamber outlet as all measurements were within a spread of about 80 K. The spread among the measured turbine outlet temperatures in the present analysis is with 30 K significantly lower (see Table 1). However, the probes were not specifically placed so that hot and cold spots may not have been explicitly detected.

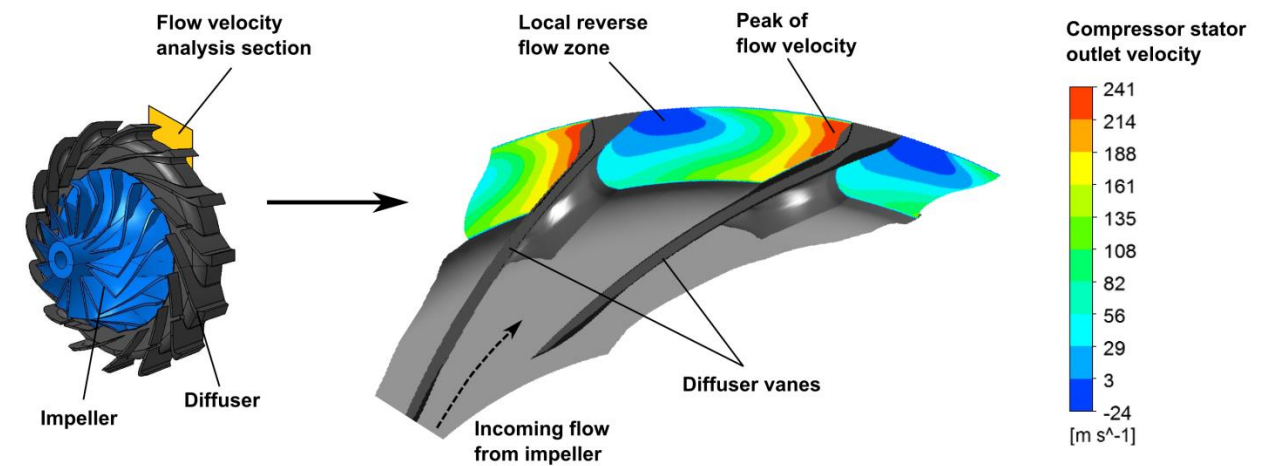


Figure 3 : Profil de vitesse à la sortie du diffuseur de compresseur (station 3)

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 $p_{t,4}$ 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 $p_{t,4}$ 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 circumférentielle 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 circumférentiellement 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 circumférentielles 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 circumférentielles 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.

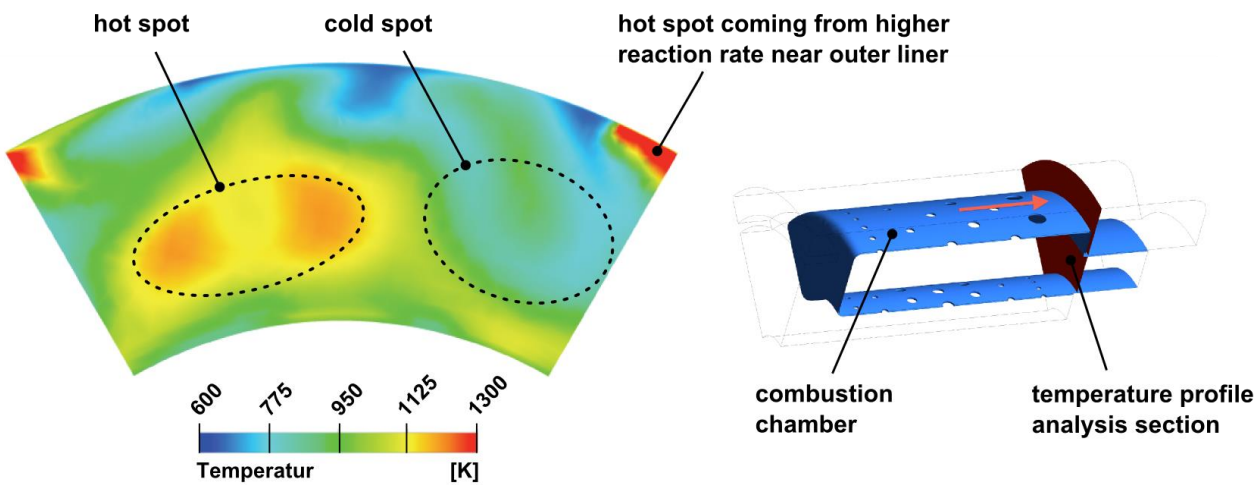


Figure 4: Temperature distribution at turbine inlet

The circumferential temperature profile illustrates that a cross section averaged temperature, which would be suitable to represent the thermodynamic cycle, cannot accurately be determined by the measurements. The numerical analysis of the combustion yields a cross section averaged total turbine inlet temperature of 971 K. The cycle calculation can be adapted to match this value. The results for the design parameters and efficiencies are shown in Table 2, Column 3. The new positions of the thermodynamic states in the temperature-entropy diagram are marked with a double apostrophe (see Figure 5). The correction for the compressor outlet velocity is still applied. As the turbine inlet temperature is reduced while the pressure remains constant, $4_t''$ moves to lower entropy. The turbine still has to provide the same power for the compressor, therefore the turbine outlet temperature decreases to 860 K. In order to maintain the thrust at a constant level, the turbine efficiency increases from 76.0 to 78.3 percent. The lower turbine inlet temperature at a constant fuel mass flow yields a decreased combustion efficiency of 82.5 percent. However, this value corresponds well with Hupfer et al. [11], who identified combustion efficiencies between 82.9 and 83.7 percent depending on the engine rating. When the bearing fuel mass flow is subtracted, the combustion efficiency in the burner alone is 86.8 percent.

Table 2: Calculated design parameters and component efficiencies

		(1)	(2)	(3)
		Directly calculated from measurement	Corrected with diffuser outlet velocity profile	Corrected with diffuser outlet velocity and turbine temperature profile
Compressor Pressure Ratio	$\Pi_{t,C}$	2.87	2.76	2.76
Turbine Inlet Temperature	$T_{t,4}$	995 K	991 K	971 K
Isentropic Compressor Efficiency	$\eta_{is,C}$	0.746	0.739	0.739
Isentropic Turbine Efficiency	$\eta_{is,T}$	0.785	0.760	0.783
Combustion Efficiency	η_{Comb}	0.857	0.857	0.825
Combustion Chamber Pressure Ratio	$\Pi_{t,CC}$	0.864	0.899	0.899

These analyses illustrate the problem that occurs when measuring data from a very small gas turbine. The complex flow conditions in the compressor diffuser as well as the combustion chamber design with vaporizer sticks cause high local gradients of state values such as velocities and temperatures. Moreover, as flow paths in small gas turbines are narrow, a sufficient high resolution of measuring probes cannot be realized. The result is an inaccurate experimental evaluation of loss sources. Potential for the improvement of components cannot be precisely assessed. This is especially true for components in the hot gas section, as thermal conditions in the turbine inlet cross section cannot be quantified accurately. Assumptions and values for combustion efficiency, combustion chamber pressure loss and turbine efficiency are therefore flawed with uncertainties.

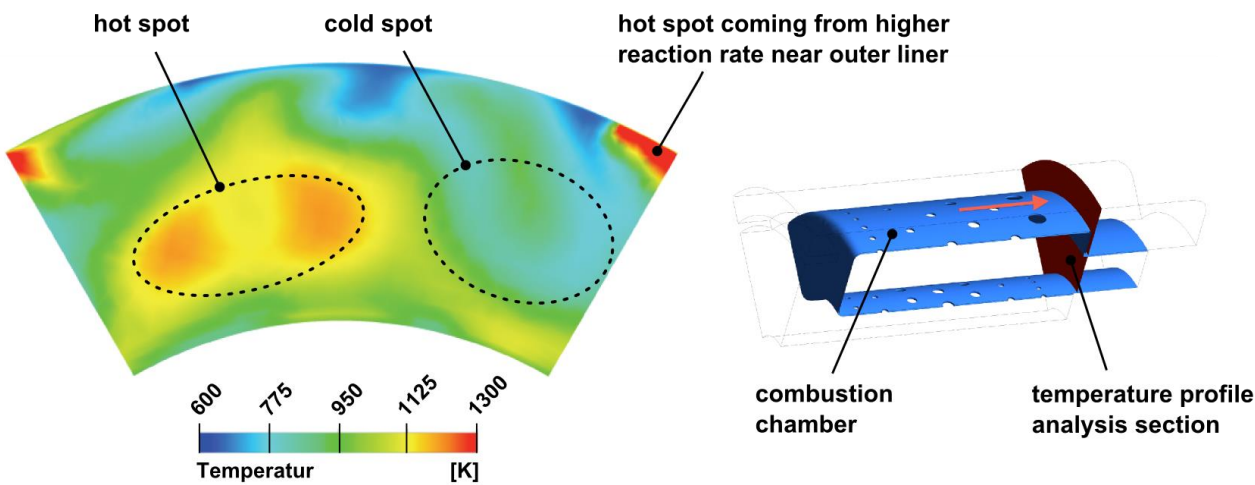


Figure 4 : Distribution de température à l'entrée de turbine

Le profil de température circumférentiel 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, $4_t''$ 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 diffuser profil de vitesse	Corrigé avec sortie de diffuser 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 diffuser 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.

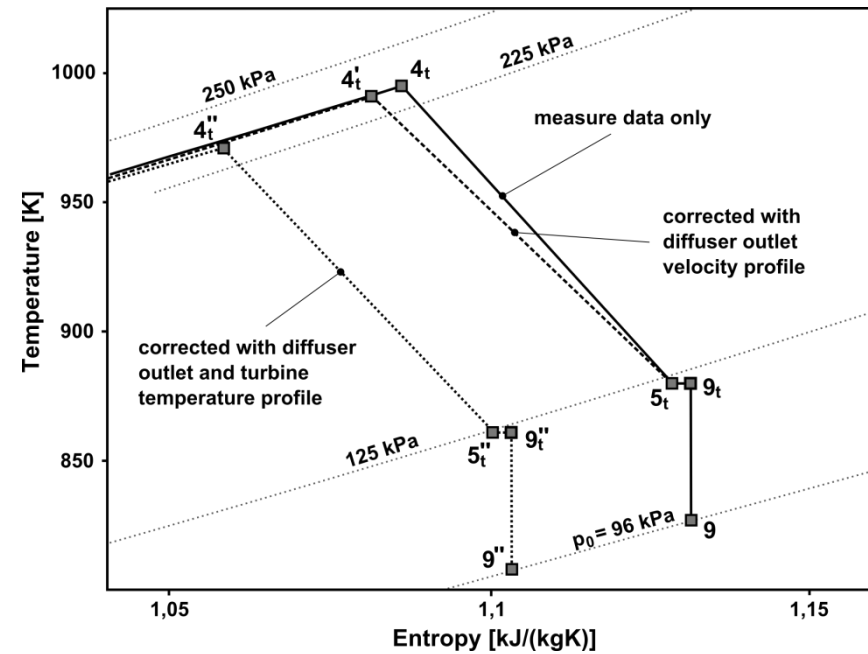


Figure 5: Temperature-entropy diagram for expansion in turbine

Current investigations therefore rely on measurements corrected with numerical analyses in order to account for these effects. For further studies within this paper the parameters calculated with the corrections for compressor outlet velocity and turbine inlet temperature are used. However, these analyses still need validation. At the Institute for Flight Propulsion, current research aims to accomplish this task. A new adjustable measurement installation is under development. The measuring position can be shifted circumferentially to record the total compressor outlet pressure across an entire segment between two stator vanes. Additionally, a three-hole pressure probe is used that can be turned in order to find the local flow direction. This installation promises a better experimental evaluation of the compressor outlet conditions. For the investigation of the turbine inlet conditions a separate combustion chamber test stand is in development, which allows a detailed measurement of temperatures, pressures and velocities over the entire cross section [16].

5. Evaluation of potential for improvement

The efficiency of a real Brayton cycle with component losses is primarily determined by the combination of pressure ratio and turbine inlet temperature. The turbine inlet temperature is limited due to the maximal allowable material temperature of the engine components. This affects stator and rotor of the turbine as well as the rearward bearing. It has already been shown that the turbine stator is exposed to a circumferential temperature profile with hot spots of about 1150 K while the cross section averaged temperature is 971 K. If a more equal distribution could be achieved, the averaged turbine inlet temperature could be increased without affecting the operational reliability of the engine in a negative way. However, as Figure 6 illustrates, a sole increase of the turbine inlet temperature does not yield better specific fuel consumption. The optimal temperature of 1003 K would reduce the *SFC* by only 0.15 percent (Point HT in Figure 6). Higher temperatures would again increase the *SFC*. This can be explained by the increase of specific thrust due to a higher enthalpy level in the exhaust. High exhaust gas velocities lead to higher specific fuel consumptions as power conversion becomes less efficient.

The driving factor for a better overall efficiency is the compressor pressure ratio. Within the range of reasonable values for small gas turbines, a higher pressure ratio always leads to reduced specific fuel consumption. However, as mentioned before, pressure ratio is limited due to constraints applicable for small gas turbines such as geometry, material temperature and single stage turbine configuration. Market research has shown that none of the existing engines in the thrust range of 1000 N and below operates at a pressure ratio larger than 4. Higher pressure ratios would furthermore lead to additional shock losses, as transonically optimized blades cause manufacturing problems at small sizes [7]. Still, a pressure ratio of 4 could reduce the *SFC* of the analyzed engine by 14.2 percent (Point HP in Figure 6).

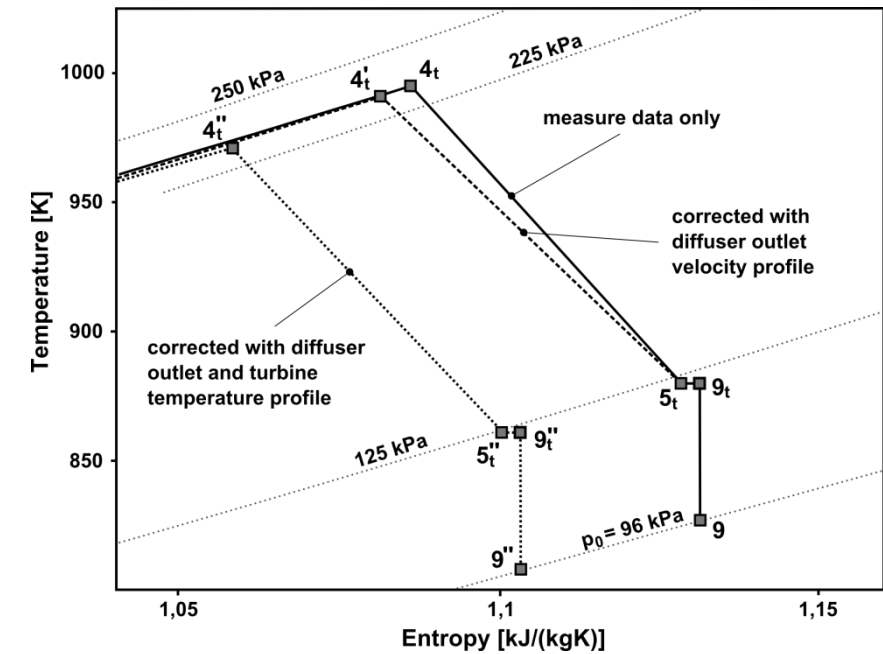


Figure 5 : Diagramme température-entropie pour l'expansion dans la turbine

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 circumférentielle 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 des composants 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 circumférentiel 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 *SFC*. 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).

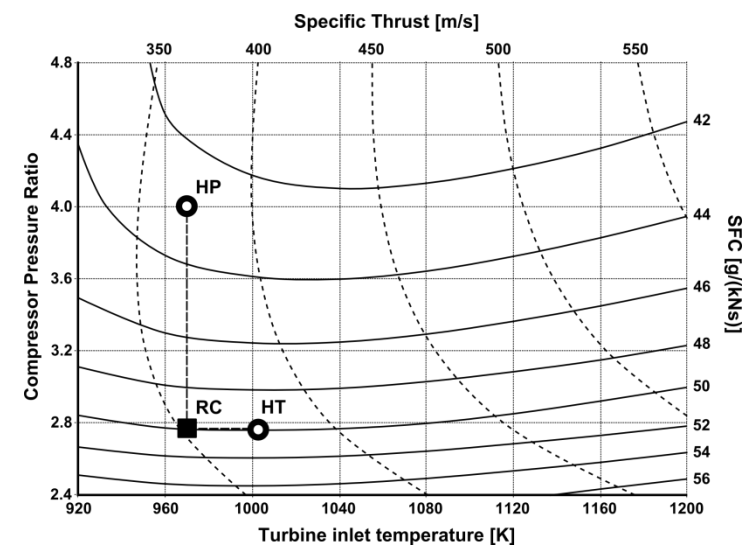


Figure 6: Performance over Design Parameters
(RC – reference cycle, HT – high temperature, HP – high pressure ratio)

5.1 Identification of loss factors

A promising method to increase pressure ratio is to reduce losses occurring within the compressor diffuser vanes. This would lead to an improved efficiency without requiring higher compressor outlet temperatures or higher work transfer from the turbine. According to the numerical investigation the pressure loss of the diffuser is in the range of 12 percent.

Figure 7 shows the compression process in the temperature-entropy diagram. While point 2_t and 3_t represent the total conditions at inlet and outlet of the entire compressor section, point 21_t shows the conditions between impeller and diffuser. The analysis shows that the efficiency of the impeller is at 84.9 percent at a pressure ratio of 3.14.

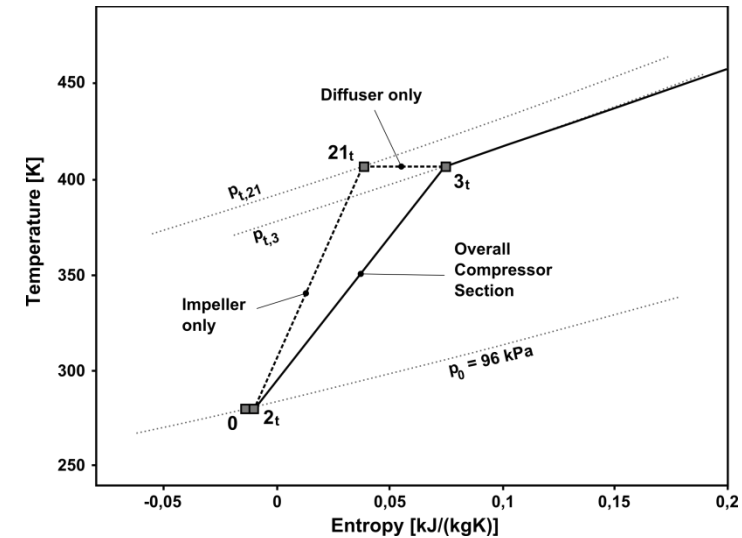


Figure 7: Temperature-entropy diagram for compression

Figure 8 shows the impact of compressor diffuser pressure loss on specific fuel consumption and specific thrust. It is clearly visible that the diffuser losses are responsible for a large part of fuel consumption. An ideal diffuser would decrease the *SFC* by 17.8 percent. Current diffusers are designed primarily with respect to simple manufacturing and low costs. They do not incorporate aerodynamically optimized vane design. Investigations of the flow through the diffuser vanes indicate that there are severe flow separations. Improved stator vane geometry can help to reduce

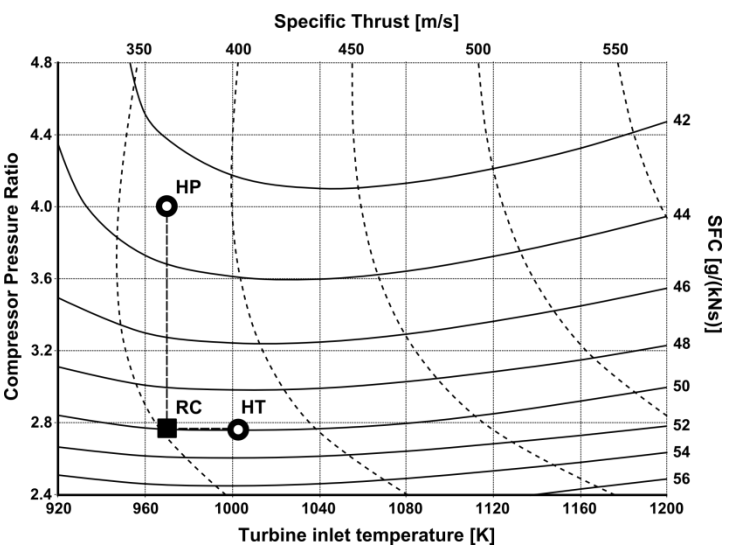


Figure 6 : Performance en fonction des paramètres de conception
(RC – cycle de référence, HT – haute température, HP – rapport de pression élevé)

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 2_t et le point 3_t représentent les conditions totales à l'entrée et à la sortie de l'ensemble du compresseur, le point 21_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.

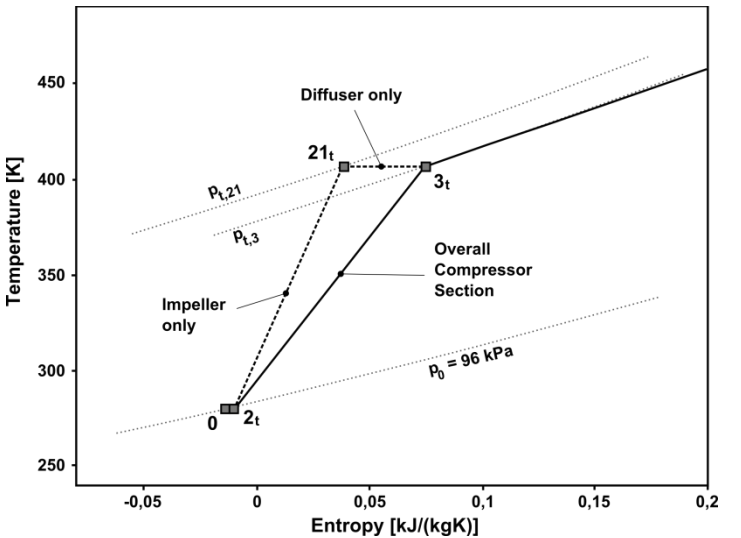


Figure 7 : Diagramme température-entropie pour la compression

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

losses and thus increase overall efficiency. Numerical analyses on different geometries such as tandem stators are currently being carried out.

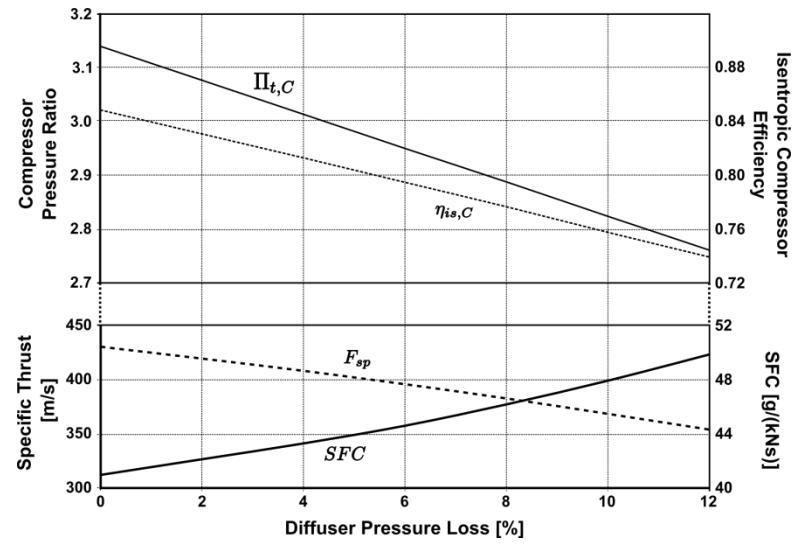


Figure 8: Effect of diffuser pressure loss

The thermodynamically relevant effect of compressor diffuser losses is the reduction of the turbine inlet pressure and therefore the achievable enthalpy gain when expanding the fluid. This is also true for the pressure losses in the combustion chamber. Hence, for an analysis of the overall performance, the origin of the losses does not matter. Figure 9 shows the result of a parametric study where both the compressor diffuser losses and the combustion chamber pressure losses are varied independently. The effect on SFC and F_{sp} is only dependent on the sum of both pressure losses.

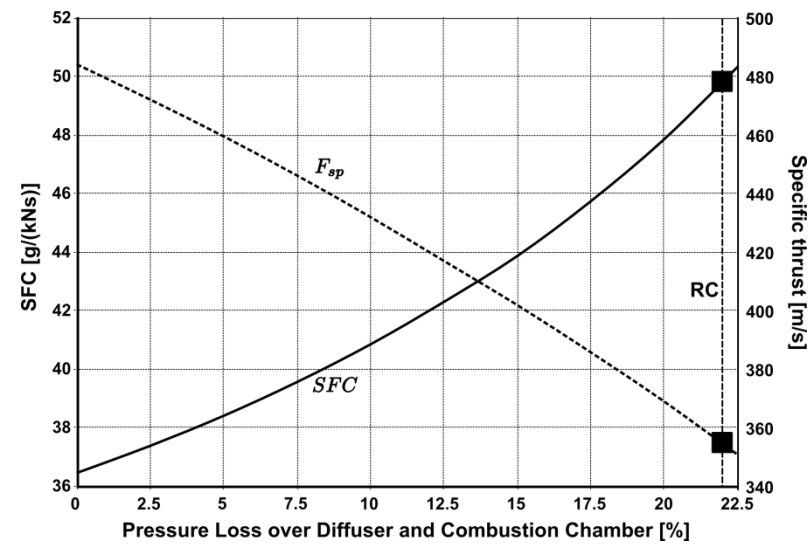


Figure 9: Combined effect of diffuser and combustion chamber pressure loss
(Reference cycle RC at 22.1 percent)

The main purpose of the diffuser is to reduce the flow velocity coming from the impeller in order to maintain a stable combustion. However, influence parameters on combustion such as velocity profiles and pressure distribution are not yet fully understood. Experimental as well as numerical analyses have shown that the diffuser does not completely remove the angular momentum from the flow. This, however, might benefit the combustion efficiency due to better mixing characteristics. The intersection between diffuser and combustion chamber therefore poses promising optimization potential. It leads to the conclusion that diffuser and combustion chamber should not be approached as individual components but rather as a single unit.

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

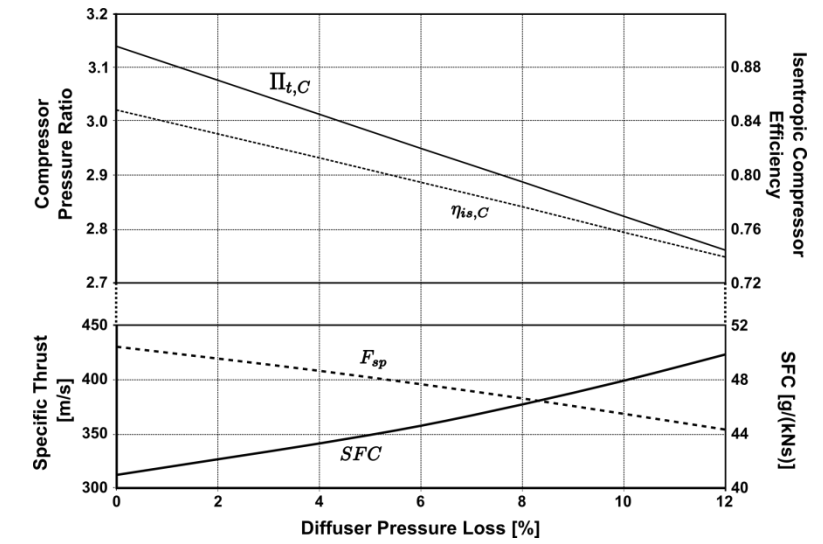


Figure 8 : Effet de la perte de pression du diffuseur

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.

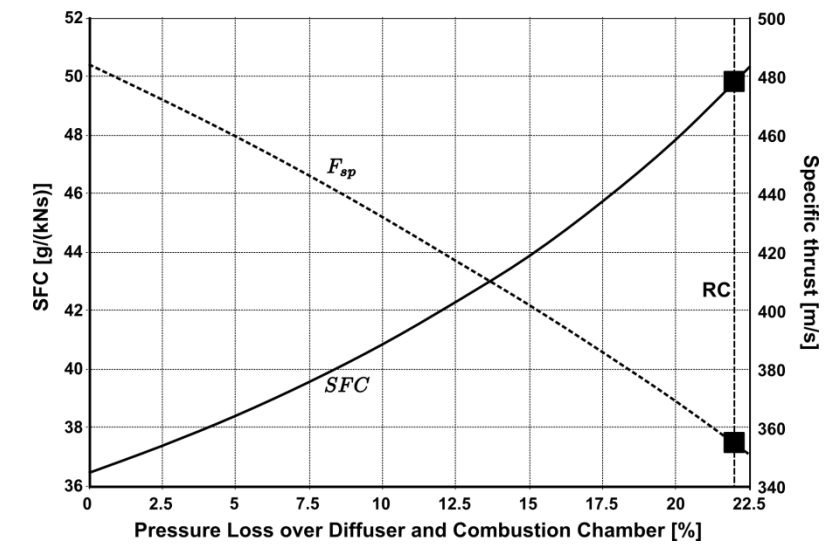


Figure 9 : Effet combiné de la perte de pression du diffuseur et de la chambre de combustion
(Cycle de référence RC à 22,1 pour cent)

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.

Combustion efficiency directly affects the amount of fuel mass flow necessary for maintaining the cycle. It also has a minor effect on power balance between turbine and compressor as it adds to the exhaust mass flow. Improving the combustion efficiency can be achieved via two ways. The first method is to increase the efficiency of the burner as such. New combustion chamber design with optimized liner perforation can improve mixing and ignition in the combustion zone. Combustion chamber liner design is subject of current research at the Institute for Flight Propulsion. The second possibility is to recycle the lubrication fuel mass flow into the combustion zone. This could be accomplished by hollow turbine vanes guiding inside to the vaporizer sticks. However, realizations have not yet been carried out. The same task could also be achieved with a separate oil system. This, however, appears not to be a viable option for small jet engines below 1000 N as it would increase engine size, weight, complexity and cost.

The turbine efficiency in this analysis is very low compared to larger axial turbines. This can partly be explained by small size effects such as low Reynolds numbers, clearance gaps and surface quality. However, the lubrication system of the bearings also has an impact on turbine efficiency. As the lubrication mass flow unites with the main exhaust gas flow between turbine vane and rotor, mixing losses occur. As Figure 10 illustrates, the lubrication mass flow has a radial direction leading to a 90° shear flow in the mixing zone. Moreover, the TJ 74 engine, which is analyzed in this study, utilizes a point welded steel turbine stator. Newer gas turbines are equipped with integral investment casted parts out of nickel alloys. This is primarily because of better temperature resistance. However, smoother surfaces and lower manufacturing tolerances help reducing friction losses and therefore increase turbine efficiency.

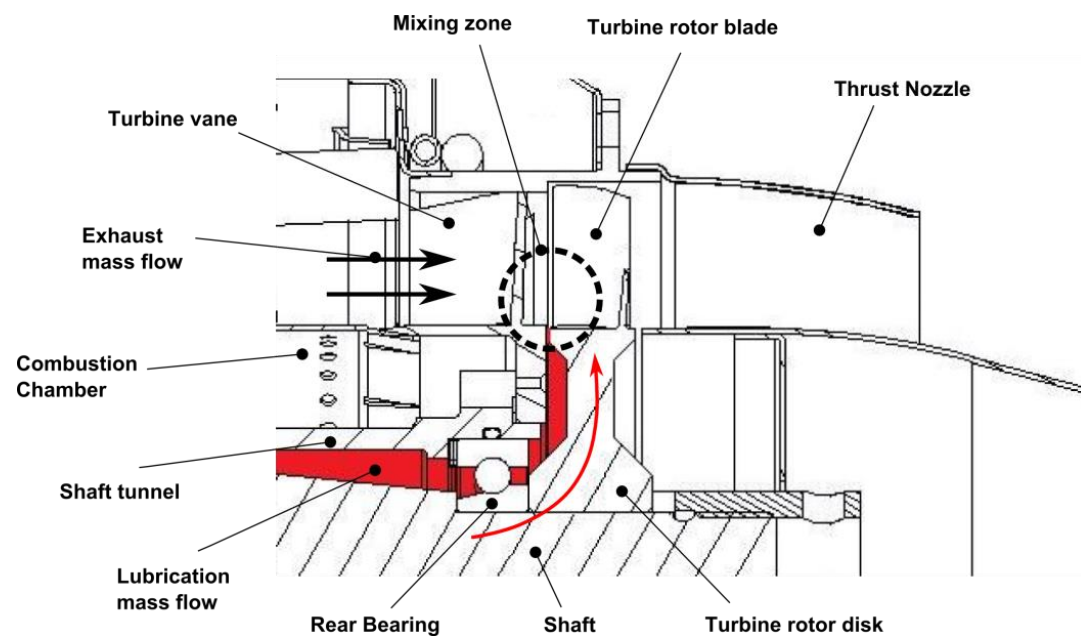


Figure 10: Mixing of lubrication and exhaust mass flow

5.2 Comparison of loss factors on performance

Improvement of components can be quantified in relative reduction of the occurring losses. Loss reduction LR_x can be evaluated with

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

where x represents the loss factor, i.e. pressure ratios if pressure losses occur or efficiencies if applicable. x_{ref} is the reference value of the loss factor from the cycle calculation above. Pressure ratios, respectively efficiencies of 1 would therefore reduce losses by 100 percent. Figure 11 shows the influence of loss reduction on specific fuel

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.

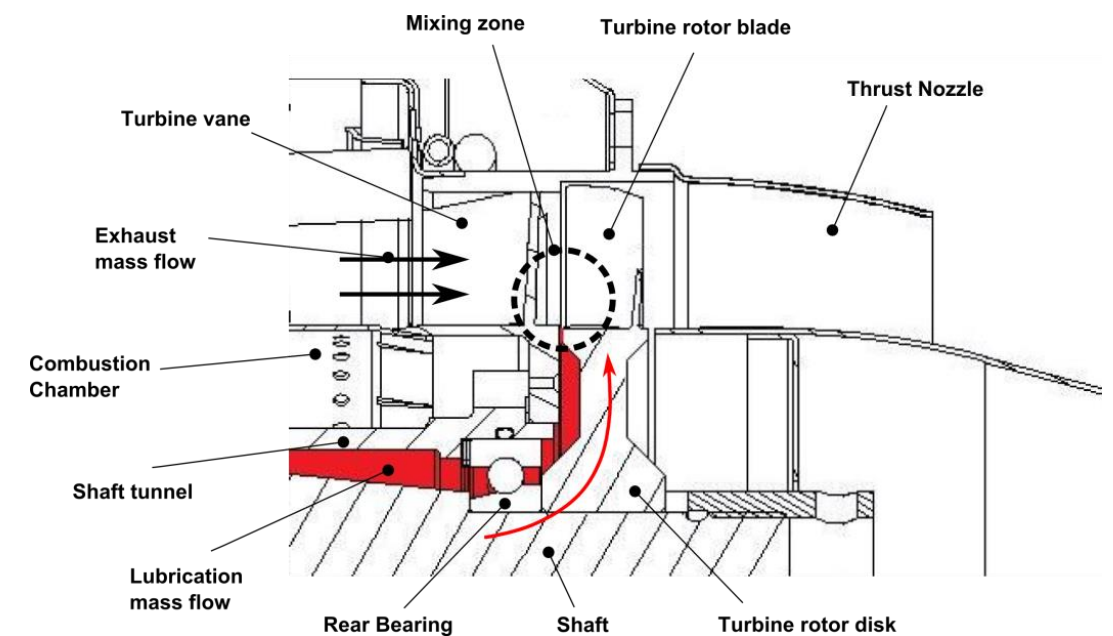


Figure 10 : Mélange des débits de masse de lubrification et d'échappement

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. x_{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

consumption and specific thrust. The loss factors are diffuser pressure ratio, combustion efficiency, combustion chamber pressure ratio and turbine efficiency. The graphs each result from the change of a single parameter.

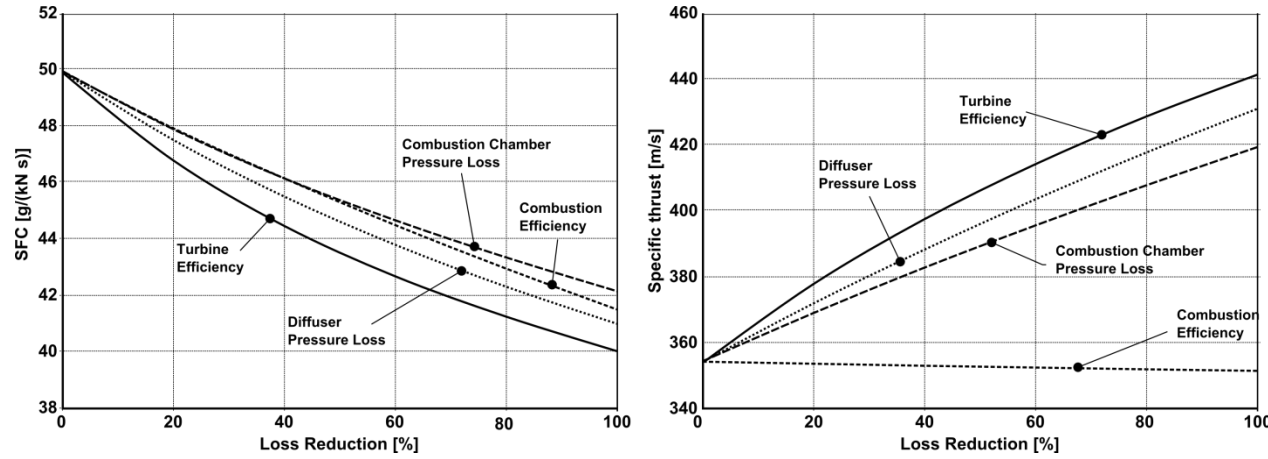


Figure 11: Influence of loss reduction on performance

The result shows that turbine efficiency theoretically poses the highest potential to increase engine performance. Partial improvement can be achieved with new turbine vane design and investment casting technique. Alternative lubrication systems might also increase turbine efficiency. However, as small size effects in turbo machinery remain, further improvement has to be considered as limited.

The effect of the other three factors is smaller but still significant. The influence of the combustion efficiency on specific thrust is an exception as an improvement only reduced the required fuel mass flow. This leads to a slightly lower exhaust mass flow requiring a higher specific work output from the turbine. The result is a reduced enthalpy level in the thrust nozzle, which entails a small reduction in specific thrust.

This analysis also shows the large potential that lies in the improvement of the intersection between compressor diffuser and combustion chamber. Higher combustion efficiency requires a better mixture of fuel and air mass flows. To a large extent mixture quality is a result of how the air mass flow is injected into the combustion zone. This, however, still requires a better understanding of mixing and vaporization processes with combustion chambers of small gas turbines. New diffuser geometry can then provide appropriate flow conditions. An optimized intersection can further lead to reduced pressure losses in both the diffuser and the combustion chamber.

5.3 Effects of improved components on optimal design parameters

Recycling of the lubrication mass flow into the combustion chamber is a method to increase both combustion efficiency as well as turbine efficiency. Assuming five percent lubrication fuel flow, combustion efficiency rises to 86.8 percent, which corresponds with a loss reduction of 24.6 percent. With the assumption, that losses within the turbine can be reduced by 10 percent by avoiding mixture losses, recycling can decrease specific fuel consumption by 8 percent and raise specific thrust by 3.2 percent.

In the following, a generic case is presented in order to evaluate the effect of component improvements on optimal design parameter, i.e. compressor pressure ratio and turbine inlet temperature. For this analysis a reduction of 30 percent for all loss factors is applied. This leads to a new compressor efficiency $\eta_{is,C}$ of 0.773, a combustion efficiency η_{Comb} of 0.878, a combustion chamber pressure ratio $\Pi_{t,CC}$ of 0.929 and a turbine efficiency $\eta_{is,T}$ of 0.848. For a constant work balance between the rotating components, this leads to an increased compressor pressure ratio $\Pi_{t,C}$ of 2.88 due to reduced losses in the diffuser. Figure 12 shows the result of this case study.

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.

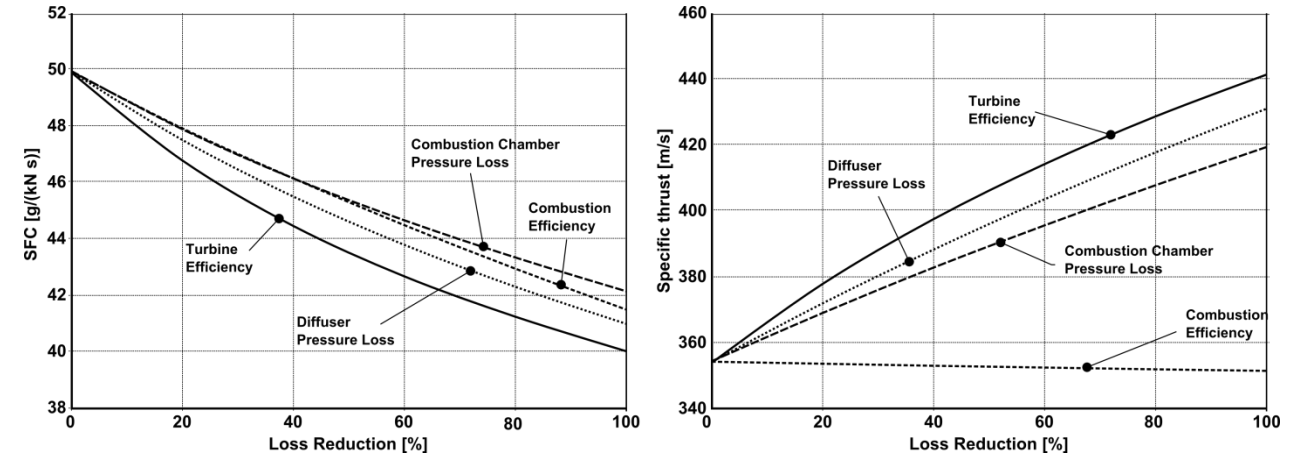


Figure 11 : Influence de la réduction des pertes sur la performance

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 $\Pi_{t,CC}$ 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.

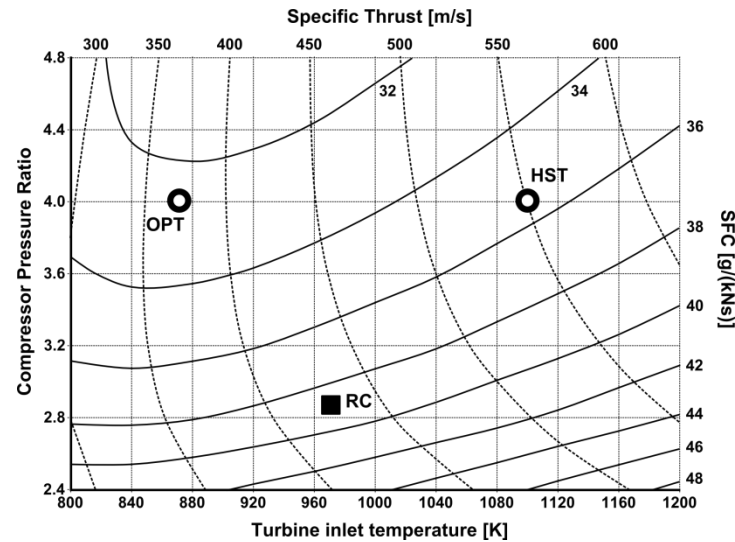


Figure 12: Performance over Design Parameters with improved components
(RC – reference cycle, OPT – optimal specific fuel consumption, HST – high specific thrust)

The loss reduction (point RC in Figure 12) leads to a reduction of specific fuel consumption by 22.4 percent to 38.7 g/(kNs) compared to the former reference cycle. The specific thrust is 429 m/s, an increase by 21.2 percent. For minimum *SFC* the optimal turbine inlet temperature is between 800 and 900 K, depending on compressor pressure ratio. For a pressure ratio of 4 and a turbine inlet temperature of 868 K a specific fuel consumption of 32.5 g/(kNs) could be achieved (point OPT in Figure 12). Compared to the reference cycle, turbine inlet temperature has to be reduced for higher efficiency. However, specific thrust increases with higher temperatures. A turbine inlet temperature of 1100 K at a pressure ratio of 4 would increase the specific thrust by 49 percent to 550 m/s compared to point OPT but also increase the *SFC* by 9.2 percent to 35.5 g/(kNs) (point HST in Figure 12). This trade-off in performance can be viable for applications with high thrust requirements. Higher temperatures demand either a reduction of hot spots through new combustion chamber design or reduced lifetime requirements. Investigations of advanced nickel-alloy materials indicate that turbine inlet temperatures of more than 1300 K are possible with a completely even temperature profile [17].

6. Concluding remarks

The investigation of a small gas turbine through experimental testing as well as numerical simulations exposed that accurate thermodynamic data from the cycle process is difficult to access. This is mainly due to circumferentially uneven velocity and temperature profiles. A sufficient high resolution of measuring probes cannot be installed because geometries are too small. Numerical analyses help identifying such uncertainties; however, they have not yet been validated. A sensitivity analysis has shown that very small changes of measured data can already lead to significant deviations of iterated design values.

Nevertheless, the thermodynamic analysis was extended in order to evaluate improvement potentials for small gas turbines. The definition of component loss reductions was used to quantify improvement potentials. It could be shown that the intersection between compressor diffuser and combustion chamber poses considerable potential as it affects diffuser as well as combustion chamber pressure losses. Moreover, combustion efficiency is strongly dependent on mixing quality, which is affected by air flow velocity and direction coming from the diffuser. In contrast to conservative approaches, both components should not be assessed individually but rather as a single unit.

Realistic assumptions for component improvement lead to specific fuel consumptions far lower than state-of-the-art engines achieve. Higher pressure ratios benefit performance but increase complexity and weight of the engine. The reduction of hot spots in the turbine section with new combustion techniques can provide higher average turbine inlet temperatures and therefore increase specific thrust without reducing turbine lifetime. A homogenous temperature and velocity profile at turbine inlet section is an important prerequisite for the success of further optimization of turbine efficiency.

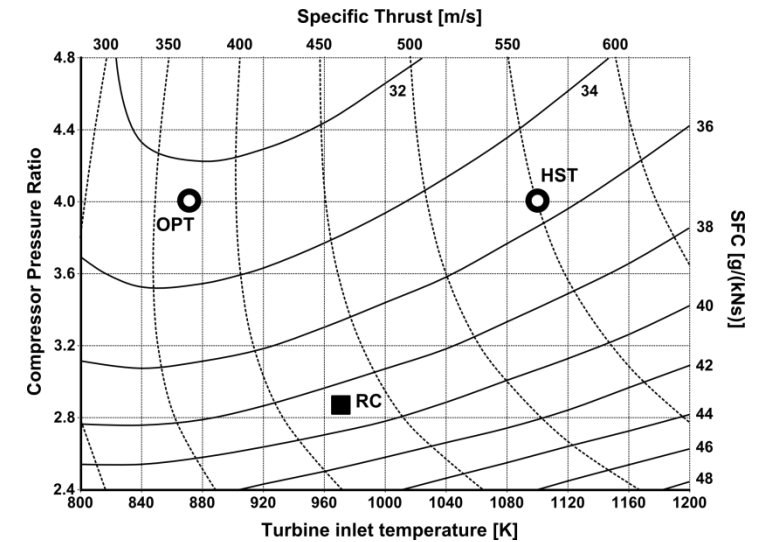


Figure 12 : Performance en fonction des paramètres de conception avec des composants améliorés
(RC – cycle de référence, OPT – consommation spécifique de carburant optimale, HST – poussée spécifique élevée)

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.

Due to the diversity in applications of small gas turbines, an overall optimization of small gas turbines includes additional key aspects. Besides efficiency and thrust requirements, there are also requirements like small engine size, fuel flexibility, low complexity and acquisition cost. Small gas turbine design remains primarily an application-driven task, but still with great potential for additional improvements.

References

[1] Alfred Frank Modellturbinen. Website of the manufacturer: www.frankturbine.de

[2] Kurzke J. 2012. *GasTurb 12*. Gas turbine performance software. Website: www.gasturb.de

[3] Schreckling K. 1994. *Gas Turbines for Model Aircraft*. Traplet Publications.

[4] Cumpsty N. A. 2003. *Jet Propulsion: A Simple Guide to the Aerodynamic and Thermodynamic Design and Performance of Jet Engines*. Cambridge University Press, Cambridge, UK

[5] MTU Aero Engines GmbH. 2010. *EJ200 Turbofan Engine – The Innovative Power*. Data Fact Sheet

[6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. *Scaling 3-36kW Microturbines*. 57th ASME Turbo Expo, Copenhagen, Denmark

[7] Rodgers C. 2003. *Some Effects of Size on the Performances of Small Gas Turbines*. 48th ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, USA

[8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. *Numerical Investigation on the Compressor Diffuser for Small Gas Turbines*. Unpublished Report. Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München

[9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. *Numerical Investigation of Combustion Chambers for Small Gas Turbines*. Unpublished Report. Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München

[10] Gieras M., Stankowski T. 2012. *Computational study of an aerodynamic flow through a micro-turbine engine combustor*. Journal of Power Technologies 92, pp. 68-79.

[11] Hupfer A., Erhard W., Kau H.-P. 2012. *Investigation of Combustor Concepts for Micro Gas Turbine Jet Engines*, 23rd International Symposium in Transport Phenomena, Auckland, NZL

[12] Mayer A., Naubert M., Hupfer A. 2011. *Konstruktion und Inbetriebnahme einer gläsernen Brennkammer in einer Modellgasturbine*. Technical Report. LFA-2011-007. Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München

[13] Davison C. R., Birk M. A. 2004. *Set Up and Operational Experience with a Micro-Turbine Engine for Research and Education*. 49th ASME Turbo Expo, Vienna, AUS.

[14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Development of a Very Small Aero-Engine. 45th ASME Turbo Expo, Munich, GER

[15] Weber M., Erhard W. 2011. *Experimentelle Untersuchungen an einer Modellgasturbine zur Bestimmung der Betriebseigenschaften*, Technical Report, LFA-2011-100, Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München

[16] Speidel T., Hupfer A. 2013. *Konstruktion und Inbetriebnahme eines Brennkammerprüfstands einer Kleingasturbine*. Unpublished Report. Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München

[17] Visser W. P. J., Shakariyants S. A. 2010. *Development of a 3kW Micro Turbine for CHP Applications*. 55th ASME Turbo Expo, Glasgow, UK

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, Copenhague, 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.