

# 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].

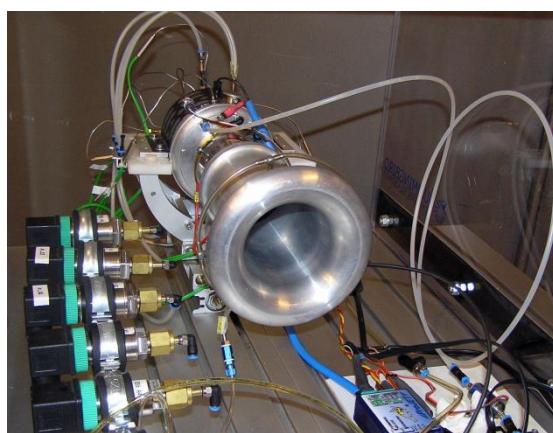


Figure 1: Test stand with gas turbine Frank Turbine TJ 74

# ZEER KLEINE GAS TURBINE JET MOTORREN – HUIDIGE BEPERKINGEN EN POTENTIEEL VOOR VERBETERING

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

\*Instituut voor Vliegtuigmotoren Technische Universiteit München, 85747 Garching, Duitsland

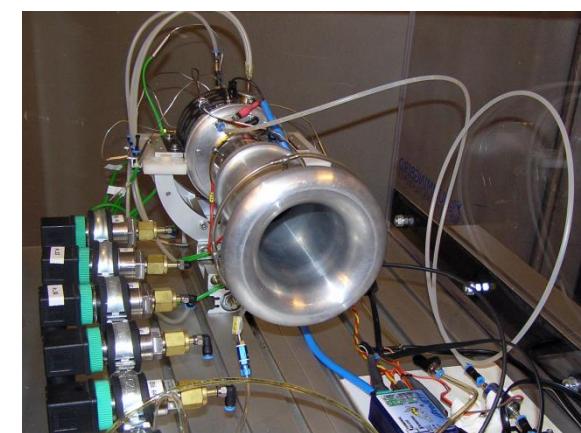
## Samenvatting

De gasturbine technologie biedt voortstuwingstoestellen met uitstekende stuwkracht-gewichtsverhoudingen voor een breed scala aan vliechtonstandigheden. Echter, de lage efficiëntie en de hoge operationele kosten van de huidige kleine gasturbine motoren beperken hun gebruik in nieuwe opkomende markten aanzienlijk. Dit paper evalueert de prestaties van kleine gasturbines op basis van thermodynamische cyclusgegevens verkregen van een teststand. Het analyseert het effect van componentgebaseerde parameters en stelt maatregelen voor om de efficiëntie te verhogen. Na de analyse is de kruising tussen de compressor diffuser en de verbrandingskamer geïdentificeerd als een gebied met een hoog potentieel voor verbetering.

## 1. Inleiding

In de afgelopen jaren zijn er verschillende nieuwe gasturbine straalmotoren ontworpen in het stuwkrachtbereik van 1000 N en lager (zeer kleine gasturbine straalmotoren). Hun kleine formaat en lichte gewicht maken ze aantrekkelijk voor nieuwe opkomende markten zoals modelvliegtuigen, UAV's, op afstand bestuurde voertuigen en autonome vluchtsystemen. Echter, door schaal effecten en het gebrek aan ontwerpgeraden voor sleutelcomponenten zoals de verbrandingskamer of de compressor diffusor, beperkt de lage efficiëntie van deze motoren nog steeds hun gebruik in veel gevallen.

Aan het Instituut voor Vliegtuigmotoren van de Technische Universiteit München zijn onderzoeken uitgevoerd naar zeer kleine gasturbines om de huidige stand van de techniek te evalueren en het potentieel voor verbetering te beoordelen. Het thermodynamische cyclusproces van een gasturbine Frank Turbine TJ 74 [1] werd geanalyseerd op een teststand (zie Figuur 1). Sommige representatieve toestandsomstandigheden konden echter niet nauwkeurig worden bepaald vanwege ongelijkmate verdelingen rondom. Numerieke analyses werden uitgevoerd om rekening te houden met meetonzekerheden en meer gedetailleerde informatie over de stromingsomstandigheden te bieden. Ontwerpparameters en component efficiënties werden iteratief berekend met behulp van de GasTurb 12 prestatiesoftware [2].



Figuur 1: Testopstelling met gasturbine Frank Turbine 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 diffusor 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 combustion chamber. 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.

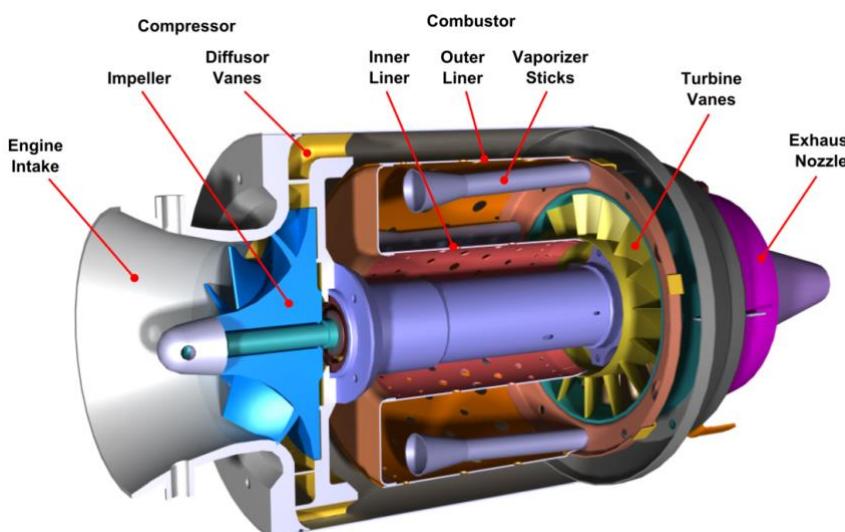


Figure 2: Configuration of a very small gas turbine

## 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.

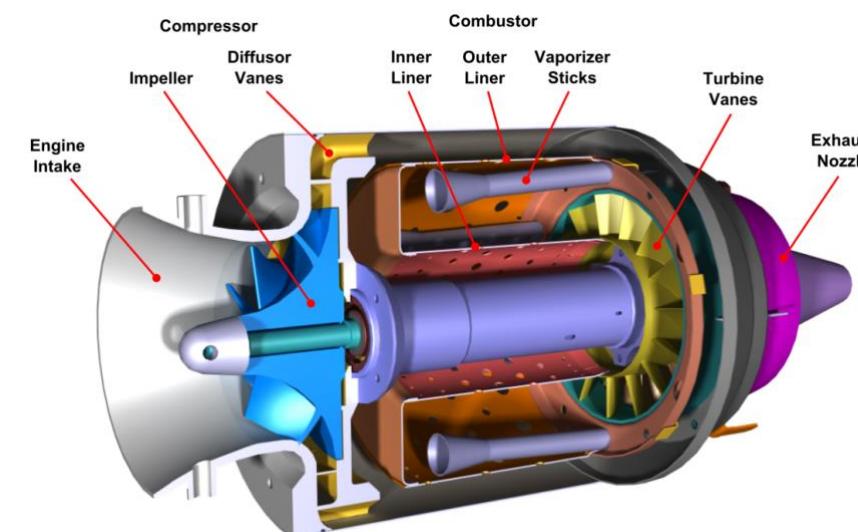
$$SFC = \frac{\dot{m}_{fuel}}{F_N} \approx \frac{FAR}{(FAR + 1) \cdot v_9} \quad (1)$$

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

## 2. Configuratie van kleine gasturbines

De configuratie van de meeste kleine gasturbine straalmotoren is gebaseerd op de richtlijnen van Kurt Schreckling [3]. Omgevingslucht komt de gasturbine binnen via de motorinlaat en gaat naar de compressor. De compressor bestaat uit een centrifugale impeller en daaropvolgende diffusorbladen, die de lucht in axiale richting afbuigen en de snelheid verminderen door de statische druk te verhogen. De lucht komt de verbrandingszone binnen via verschillende gaten in de binnen- en buitenwand van de verbrandingskamer. Een klein deel van de lucht wordt geleid naar de verdampers aan de achterzijde van de verbrandingskamer. Binnen de verdampers wordt dit deel van de lucht gemengd met brandstof, die verdampst op de hete wand van de verdampers. Het brandstof-luchtmengsel ontsteekt na het verlaten van de verdampers. Stroomafwaarts van de verbrandingskamer expandeert het uitaatgas in de turbine, die kracht levert voor de compressorimpeller. Het uitaatgas verlaat de gasturbine via de convergente nozzle, waar de stroming wordt versneld om stuwwkracht te creëren. Figuur 2 toont de volledige configuratie van de gasturbine.

Een belangrijk verschil in vergelijking met grotere gasturbine-engines is de afwezigheid van een apart oliesysteem voor het koelen en smeren van de lagers. In plaats daarvan levert een brandstofmengsel van kerosine en ongeveer 5% turbineolie zowel de verbranding als de smering. Het mengsel wordt na de brandstofpomp gesplitst, zodat ongeveer 5% van de totale brandstofstroom door de lagers wordt geleid [3]. Dit fractie verenigt zich met de hoofd-uitlaatgasstroom pas vóór de turbine sectie – het omzeilt de verbrandingskamer en blijft daardoor onverbrand.



Figuur 2: Configuratie van een zeer kleine gasturbine

## 3. Prestatie-evaluatie van single-spool turbojets

Om de prestaties van een straalmotor te evalueren, kunnen de stuwwkracht specifieke brandstofverbruik en de specifieke stuwwkracht  $sp$  worden gekwantificeerd. Dit relateert de brandstofmassastroom aan de stuwwkrachtoutput, waardoor de algehele efficiëntie van de motor wordt gekarakteriseerd (zie Eq. (1)). De specifieke stuwwkracht is de quotiënt van stuwwkracht en massastroom van de motor, waardoor het voornamelijk een functie is van de uitaatgas snelheid  $v_9$  en dus de specifieke kinetische energie van de uitaat (zie Eq. (2)). Deze waarde is expliciet belangrijk voor kleine motoren waarin de grootte een beperkende factor is en waar stuwwkracht moet worden gecreëerd door lage massastromen en hoge snelheden.

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

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

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.  $\eta_{Comb}$  evaluates the efficiency of the combustion defining the portion of injected fuel that is actually combusted.  $\eta_{mech}$  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  $\eta_{Comb}$  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	$\bar{T}_{t,5}$	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  $\bar{T}_{t,5}$  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.

Beide vergelijkingen worden gepresenteerd zonder de invloed van de vliegsnelheid te tonen. De brandstof-luchtverhouding  $\dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0$  relateert de brandstofmassastroom aan de luchtmassastroom van de motor. Zoals Eq. (1) en (2) laten zien, zijn beide prestatiewaarden nauw met elkaar gecorreleerd. Echter, de conversie van kinetische energie naar stuwwerkt wordt over het algemeen minder efficiënt bij hogere snelheden [4]. Daarom moet het motorontwerp altijd een compromis zijn, omdat een lage en een hoge  $F_{sp}$  niet tegelijkertijd kunnen worden bereikt.

De prestatiewaarden zijn een functie van de ontwerpparameters en de efficiënties van de componenten van de motor. Voor een enkel-spool turbojet is dit het resultaat van de totaal drukverhouding van de compressor  $t,C$ , de i nlaattemperatuur van de turbine  $t,4$  evenals de efficiënties en drukverliezen van de individuele componenten (zie Eq. (3)).  $is$ , en  $is,T$  zijn respectievelijk de isentropische efficiënties van de compressor en de turbine.  $Comb$  evalueert de efficiëntie van de verbranding, die het deel van de geinjecteerde brandstof definieert dat daadwerkelijk wordt verbrand.  $mech$  is de mechanische efficiëntie die voortkomt uit lagerverliezen. Drukverliezen die optreden in het inlaatgedeelte, de verbrandingskamer en het stuwwerktmondstuk worden in aanmerking genomen met hun respectieve totaal drukverhoudingen  $t,I$   $t,CC$  en  $t,N$ .

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

De hierboven getoonde correlaties zijn ook geldig voor de specifieke stuwwerkt  $F_{sp}$ . De invloed van de verbrandingsefficiëntie  $Comb$  is echter zeer laag zolang de inlaattemperatuur van de turbine  $t,4$  constant blijft. In dit geval zou een minder efficiënte verbranding een hogere brandstof-luchtverhouding vereisen.

#### 4. Cyclusanalyse van een kleine straalmotor

##### 4.1 Metingen

Om de prestaties van een kleine gasturbine straalmotor te evalueren, werd een Frank Turbine TJ 74 onderzocht op een testbank. Thermodynamische cyclusparameters werden gemeten bij een referentie werkpunkt bij hoge belasting op 107.000 rpm. De metingen werden uitgevoerd onder stationaire omstandigheden. Alle waarden werden tijdsgemiddeld over een periode van 20 seconden. De volgende gegevens werden verkregen (zie Tabel 1):

Tabel 1: Gemeten Cyclusgegevens voor de TJ 74 straalmotor

Statische Omgevingsdruk		96 kPa
Statische Omgevings Temperatuur		280 K
Netto Stuwwerkt		106,4 N
Luchtmassastroom van de motor	•	300,7 g/s
Totale brandstofstroom	•	5,31 g/s
Totale compressoruitlaatdruk		273 kPa
Statische compressoruitlaatdruk		251 kPa
Totale compressoruitlaattemperatuur		407 K
Totale druk bij de uitslaat van de verbrandingskamer		236 kPa
Totale turbine-uitlaattemperaturen		873 K
		899 K
		869 K
Totale gemiddelde turbine-uitlaattemperatuur	—	880 K

Op de testbank werd een gestandaardiseerd belmond luchtinlaatkanaal op de motor gemonteerd. De luchtmassastroom  $\dot{m}_0$  werd berekend op basis van de omgevingsdichtheid, de inlaatdoorsnede en een overeenkomstig gemeten verschil in statische druk. De gemiddelde temperatuur  $\bar{T}_{t,5}$  bij de turbine-uitslaat wordt bepaald door het rekenkundige gemiddelde van de temperaturen die zijn gemeten door drie afzonderlijke sondes (a, b, c) die circumferentieel binnen dezelfde doorsnede zijn verdeeld.

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 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 numbers 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.

Om de gehele thermodynamische cyclus van de motor te analyseren, werden de drukverliezen van de inlaat en de nozzle op elk één procent geschat. De mechanische efficiëntie werd aangenomen op 98 procent. Alle ontwerpparameters werden gevareerd om overeen te komen met de gegevens die van de testbank zijn verkregen. De resultaten zijn weergegeven in Tabel 2, Kolum 1 aan het einde van dit hoofdstuk. De cyclusanalyse leverde een specifiek brandstofverbruik SFC op van 49,9 g/(kNs) en een specifieke stuwwkracht  $sp$  van 354 m/s.

In vergelijking met grotere motoren is de thermodynamische efficiëntie van kleine gasturbines zeer laag. De gemeten waarde is hoger dan de waarde die wordt bereikt door de moderne militaire EJ200-motor met een geactiveerde naverbrander van 48 g/(kNs)[5]. De belangrijkste factor die bijdraagt aan deze inefficiëntie is te vinden in de combinatie van de lage drukverhouding van 2,87 (26 voor EJ200) en de inlaattemperatuur van de turbine van 995 K (ongeveer 1800 K voor EJ200). Beide waarden zijn gebonden aan beperkingen en blijven daarom op een vrij laag niveau. De inlaattemperatuur van de turbine is beperkt door de duurzame materiaal temperatuur van de turbine, die de algemene levensduur van de motor bepaalt. Aangezien turbines van kleine straalmotoren over het algemeen niet worden gekoeld, ligt de inlaattemperatuur van de turbine op een veel lager niveau in vergelijking met grotere motoren met een secundair luchtsysteem. Bovendien, zoals in de volgende sectie zal worden besproken, is de temperatuurverdeling niet gelijkmatig over de turbine-inlaatdoorsnede. Aangezien hete plekken de lokale maximale temperatuur en dus de materiaalkracht definiëren, blijft de gemiddelde temperatuur over de doorsnede lager. Voor sommige toepassingen kan de drukverhouding beperkt zijn door de geometrische grootte van de motor, aangezien hogere drukverhoudingen grotere compressoren vereisen. Bovendien zouden hogere compressoruitlaattemperaturen als gevolg van verhoogde drukverhoudingen andere materialen zoals aluminium, staal of titanium vereisen. Dit zou de massa van de motor evenals de fabricagecomplexiteit en uiteindelijk de totale kosten van de motor verhogen. Hogere drukverhoudingen zouden ook meer specifieke kracht vereisen die door de turbine wordt geleverd. Dit zou kunnen leiden tot de noodzaak van een tweede axiale turbinestap, wat de complexiteit verder zou vergroten.

Verschillende effecten van kleine afmetingen leiden tot hogere verliezen, wat een verdere impact heeft op de prestaties. Dit is bijzonder relevant voor turbo-componenten. Lage Reynolds-getallen leiden tot hoge wrijvingsfactoren door een lage verhouding van inertiële tot viskeuze krachten. De oppervlakte-tot-oppervlakteverhouding, die omgekeerd evenredig is met de geometrische grootte, verhoogt de wrijving nog meer bij kleine afmetingen. Bovendien wordt de invloed van speling significanter, aangezien deze voorkomen uit fabricagetoleranties en daarom niet met de grootte meegroeien. Deze factoren leiden tot relatief lage efficiënties voor de compressor (74,6 %) en turbine (78,5 %). Gedetailleerde analyses van de effecten van kleine afmetingen en hun impact op de motorprestaties worden gepresenteerd in [6] en [7].

De verbranding vormt een andere belangrijke invloed op de prestaties van kleine gasturbines. Terwijl de verbrandingsefficiënties van grotere motoren normaal gesproken boven de 99 procent liggen onder ontwerpen, toont de analyse een aanzienlijk lagere efficiëntie van 85,7 procent. Zelfs als de brandstofstroom door de lagers (ongeveer 5% van de totale brandstofstroom) wordt afgetrokken, blijft bijna tien procent van de brandstof in de verbrandingskamer nog steeds onverbrand.

### 4.2 Beoordeling van gemeten waarden

De gemeten gegevens zijn voldoende om de gehele thermodynamische cyclus en dus alle ontwerpparameters en efficiënties te reconstrueren. De betrouwbaarheid van de meting moet echter worden beoordeeld. Aangezien de stuwwkracht en de brandstofmassastroom respectievelijk via een krachtsensor en een Coriolis-stroomsensor worden bepaald, kunnen beide waarden als betrouwbaar worden beschouwd. Dit betekent dat het specifiek brandstofverbruik nauwkeurig kan worden berekend. Problemen doen zich echter voor bij het meten van toestandwaarden op specifieke doorsneden tussen de componenten van de motor. Vooral totale waarden moeten met zorg worden behandeld, aangezien ze afhankelijk zijn van lokale stromingsverschijnselen, die vaak circumferentieel asymmetrisch zijn. Daarom moet er een meer gedetailleerd onderzoek naar deze gemeten waarden worden uitgevoerd.

### Compressoruitlaatdruk

De meting van de totale evenals de statische druk bij de compressoruitlaat (station 3) levert een Machgetal van 0,35 en een bijbehorende snelheid  $v_3$  van 141 m/s op. Volgens recente numerieke onderzoeken naar de compressor diffusorroosters [8] zijn deze getallen te hoog. Zoals Figuur 3 laat zien, varieert de snelheid van de stroom die de diffuser verlaat aanzienlijk langs de doorsnede tussen twee roosters. Dit is het resultaat van de hoeksimpuls van de stroom die van de impeller komt, wat leidt tot een scheiding van de stroom van de statorroosters. Dit leidt tot lokale omgekeerde stroomzones evenals tot snelheidsspieken van ongeveer 240 m/s. De gemiddelde absolute stroomsnelheid  $v_{3,avg}$  in dit gebied is 102 m/s. Dit leidt tot de conclusie dat de sonde die  $t_3$  meet, zich op een positie bevond waar de lokale snelheid hoger is dan het gemiddelde. Met de veronderstelling dat de statische druk  $p_3$  constant blijft binnen de gehele doorsnede en daarom nauwkeurig is gemeten, kan de totale druk bij compressoruitlaat worden gecorrigeerd naar de gemiddelde waarde van de doorsnede 262 kPa. De wijziging van de ontwerpparameters is weergegeven in Tabel 2, Kolum 2.

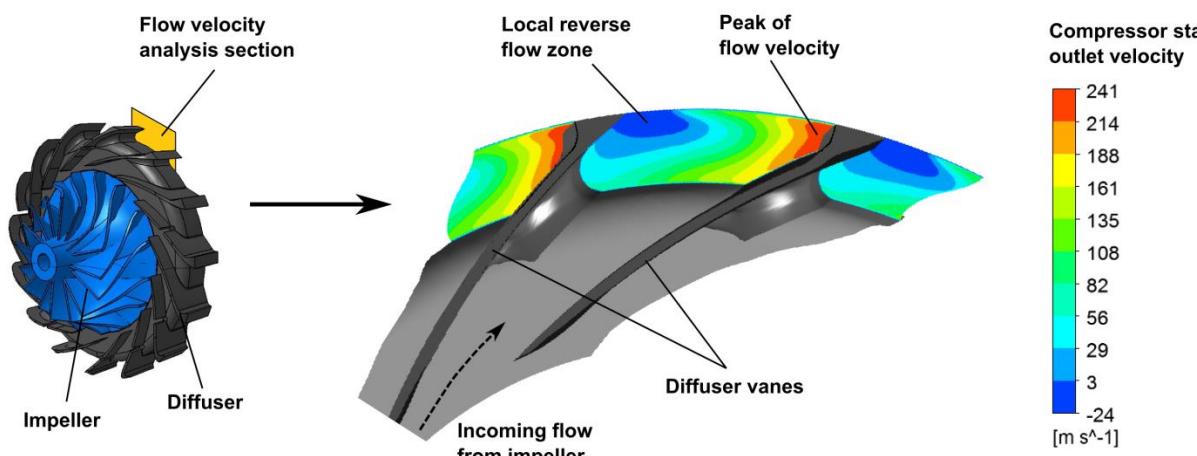


Figure 3: Velocity profile at compressor diffuser outlet (station 3)

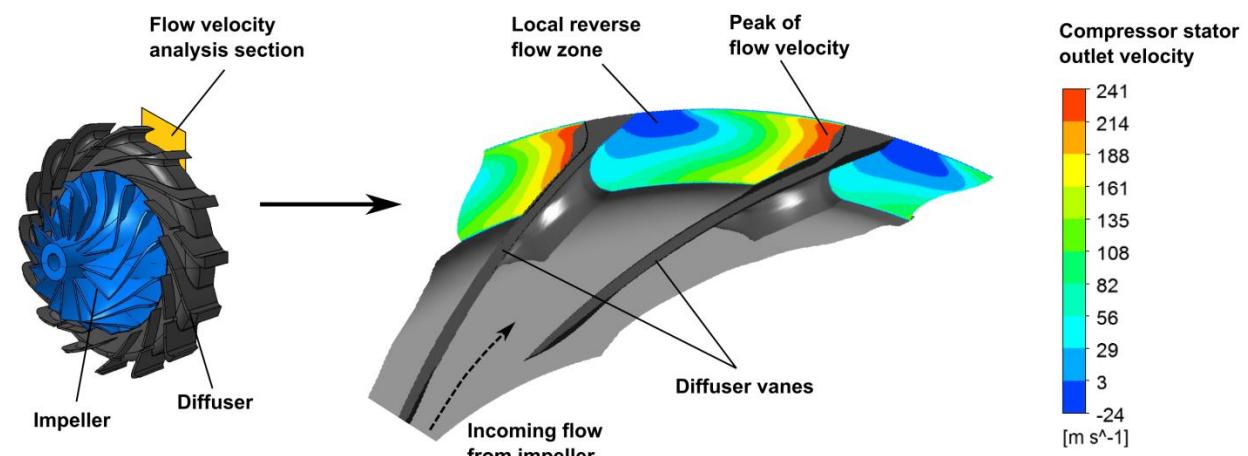
The lower outlet pressure directly leads to a reduced compressor pressure ratio of 2.76. With the measured total combustion chamber outlet pressure the combustion chamber pressure loss is significantly reduced from 13.6 to 10.1 percent. This value appears to be more realistic as it comes closer to values 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.



Figuur 3: Snelheidprofiel bij de uitlaat van de compressor diffuser (station 3)

De lagere uitlaatdruk leidt direct tot een verlaagde compressor drukverhouding van 2.76. Met de gemeten totale uitlaatdruk van de verbrandingskamer wordt het drukverlies in de verbrandingskamer aanzienlijk verminderd van 13.6 naar 10.1 procent. Deze waarde lijkt realistischer te zijn, aangezien deze dichter bij waarden komt die zijn verkregen uit numeriek onderzoek van de verbrandingskamer, die het drukverlies schatten tussen 8 tot 9 procent [9], respectievelijk 10 procent [10].

Een merkbaar effect is de invloed op de turbine efficiëntie, die met ongeveer 2,5 basispunten afneemt. Met de omgevingdruk, het veronderstelde drukverlies in de nozzle en de gemeten waarden voor massastroom, stuwwkracht en turbine uitlaat temperatuur is de positie van punt  $t$  in het temperatuur-entropie diagram (zie Figuur 5 aan het einde van dit hoofdstuk) vastgesteld. Door de verminderde specifieke energie die nodig is voor compressie, moet de totale turbine-inlaattemperatuur afnemen. Zoals Tabel 2 laat zien, is de temperatuurdaling 4 K. Met de gemeten totale turbine-inlaatdruk  $t,4$ , die constant blijft in deze analyse, verschuift de positie van punt  $t$  naar  $t'$  naar lagere entropie. Dit leidt tot een toenamen van de entropiewijziging over de turbine van  $t'$  naar  $t$ , wat de turbine efficiëntie verminderd. Echter, de meting van  $t,4$  vormt ook een onzekerheid die de beoordeling van de turbine efficiëntie beïnvloedt. Een evaluatie van dit effect is al uitgevoerd in [11].

#### Temperatuurverdeling van de turbine

De totale uitlaattemperatuur van de turbine werd gemiddeld op basis van drie metingen die zijn gedaan met sondes die circumferentieel binnen dit station zijn verdeeld. Kügler et al. [9] toonden aan dat er ernstige hete en koude plekken optreden bij de uitlaat van de verbrandingskamer (zie Figuur 4). Dit is een gevolg van het ontwerp van de verbrandingskamer met verdampers. De hete plek bij de buitenwand is een bijeffect van de turbulentie-modellering in de stroming van de verbrandingskamer. Het model resulteert in zeer hoge reactiesnelheden in de grenslaag, die in de werkelijkheid niet optreden. Dit effect wordt daarom niet verder beschouwd in deze analyse. De verbranding vindt voornamelijk plaats in de ruimtes tussen twee sticks waar wervelingen ontstaan die de menging en reactie ondersteunen. Hoewel deze hete plekken zich nivelleren terwijl ze stroomafwaarts gaan, zijn ze duidelijk waarneembaar bij de turbine-inlaat. Echter, aangezien de stroming die de verbrandingskamer binnentreedt via de buitenwand nog steeds een hoeksimpuls heeft [12], verschuiven de hete en koude plekken circumferentieel en komen ze niet langer overeen met de positie van de verdampers. Metingen van de inlaattemperatuur van de turbine in eerdere publicaties met slechts één enkele sonde werden door de auteurs als te laag (slechts kwalitatief besproken [13]) of te hoog (tot 1300 K [14]) bevonden. Hete en koude plekken die voorkomen uit de verbranding lijken een goede verklaring voor deze resultaten te zijn. Echter, te lage temperaturen kunnen ook in mindere mate voorkomen uit verbranding die gedeeltelijk doorgaat door de turbine en de uitlaatmond.

Metingen uitgevoerd door Weber [15] bevestigen dat ernstige hete plekken voorkomen uit de verbranding. Metingen zijn verricht op vier verschillende omtrekposities direct bij de uitlaat van de verbrandingskamer, waarbij temperaturen variëren van 746 tot 1156 K. Deze waarden komen zeer goed overeen met het numeriek onderzoek in [9], dat hete en koude plekken binnen hetzelfde bereik schat. Weber heeft ook vier metingen van de temperatuur bij de turbine-uitlaat gedaan. Hier verminderden de omtrekverschillen aanzienlijk in vergelijking met de uitlaat van de verbrandingskamer, aangezien alle metingen binnen een spreiding van ongeveer 80 K lagen. De spreiding onder de gemeten turbine-uitlaattemperaturen in de huidige analyse is met 30 K aanzienlijk lager (zie Tabel 1). De sondes waren echter niet specifiek geplaatst, zodat hete en koude plekken mogelijk niet explicet zijn gedetecteerd.

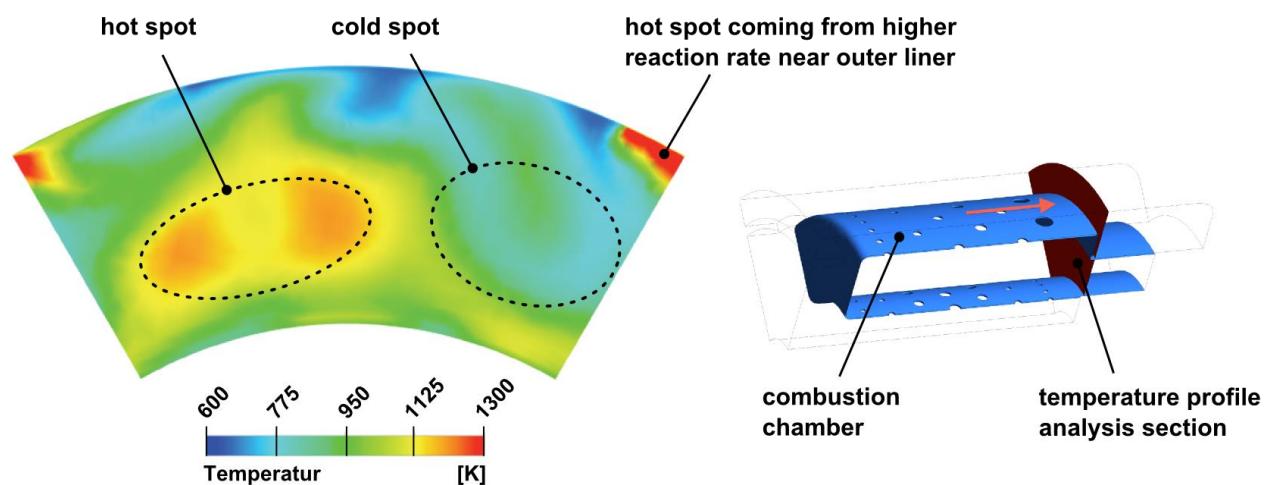


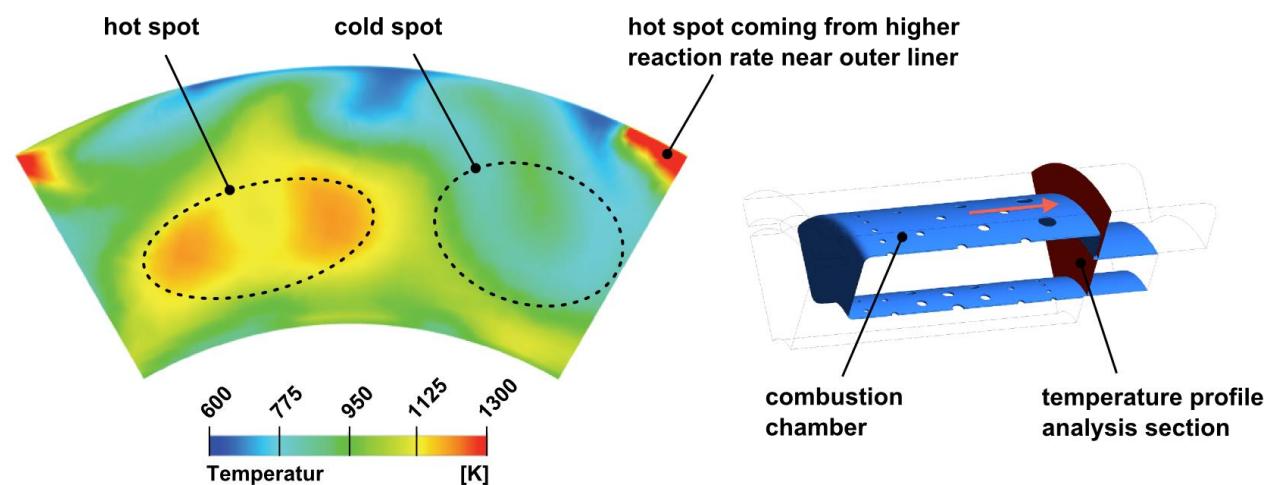
Figure 4: Temperature distribution at turbine inlet

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,  $T_{t,4}''$  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	$\eta_{Comb}$	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.



Figuur 4: Temperatuurverdeling bij turbine-inlaat

Het circumferentiële temperatuurprofiel illustreert dat een doorsnede gemiddeld temperatuur, die geschikt zou zijn om de thermodynamische cyclus weer te geven, niet nauwkeurig kan worden bepaald door de metingen. De numerieke analyse van de verbranding levert een doorsnede gemiddeld totale turbine-inlaattemperatuur van 971 K op. De cyclusberekening kan worden aangepast om deze waarde te matchen. De resultaten voor de ontwerpparameters en efficiënties zijn weergegeven in Tabel 2, Kolom 3. De nieuwe posities van de thermodynamische toestanden in het temperatuur-entropie diagram zijn gemarkeerd met een dubbele apostrof (zie Figuur 5). De correctie voor de compressor-uitlaat snelheid wordt nog steeds toegepast. Terwijl de turbine-inlaattemperatuur wordt verlaagd en de druk constant blijft, beweegt naar lagere entropie. De turbine moet nog steeds dezelfde kracht leveren voor de compressor, daarom daalt de turbine uitlaat temperatuur naar 860 K. Om de stuwwerkt op een constant niveau te houden, stijgt de turbine efficiëntie van 76,0 naar 78,3 procent. De lagere turbine-inlaattemperatuur bij een constante brandstofmassastroom levert een verbrandings efficiëntie van 82,5 procent op. Deze waarde komt echter goed overeen met Hupfer et al. [11], die verbrandings efficiënties identificeerden tussen 82,9 en 83,7 procent, afhankelijk van de motorclassificatie. Wanneer de lager brandstofmassastroom wordt afgetrokken, is de verbrandings efficiëntie in de brander alleen 86,8 procent.

Tabel 2: Berekende ontwerpparameters en component efficiënties

		(1)	(2)	(3)
		Direct berekend uit meting	Gecorrigeerd met diffuseruitlaat snelheid en turbine temperatuurprofiel	Gecorrigeerd met diffuseruitlaat snelheid en turbine temperatuurprofiel
compressor drukverhouding			2.87	2.76
inlaattemperatuur van de turbine			995 K	991 K
isentropische compressor efficiëntie			0.746	0.739
isentropische turbine efficiëntie			0.785	0.760
verbrandings efficiëntie			0.857	0.857
verbrandingskamer drukverhouding			0.864	0.899

Deze analyses illustreren het probleem dat zich voordoet bij het meten van gegevens van een zeer kleine gasturbine. De complexe stromingsomstandigheden in de compressor diffuser, evenals het ontwerp van de verbrandingskamer met verdampers, veroorzaken hoge lokale gradiënten van toestandwaarden zoals snelheden en temperaturen. Bovendien, aangezien de stroompaden in kleine gasturbines smal zijn, kan een voldoende hoge resolutie van meetprobes niet worden gerealiseerd. Het resultaat is een onnauwkeurige experimentele evaluatie van verliesbronnen. Het potentieel voor verbetering van componenten kan niet nauwkeurig worden beoordeeld. Dit geldt vooral voor componenten in de hete gassectie, aangezien de thermische omstandigheden in de turbine-inlaatdoorsnede niet nauwkeurig kunnen worden gekwantificeerd. Aannames en waarden voor verbrandings efficiëntie, drukverlies in de verbrandingskamer en turbine efficiëntie zijn daarom belast met onzekerheden.

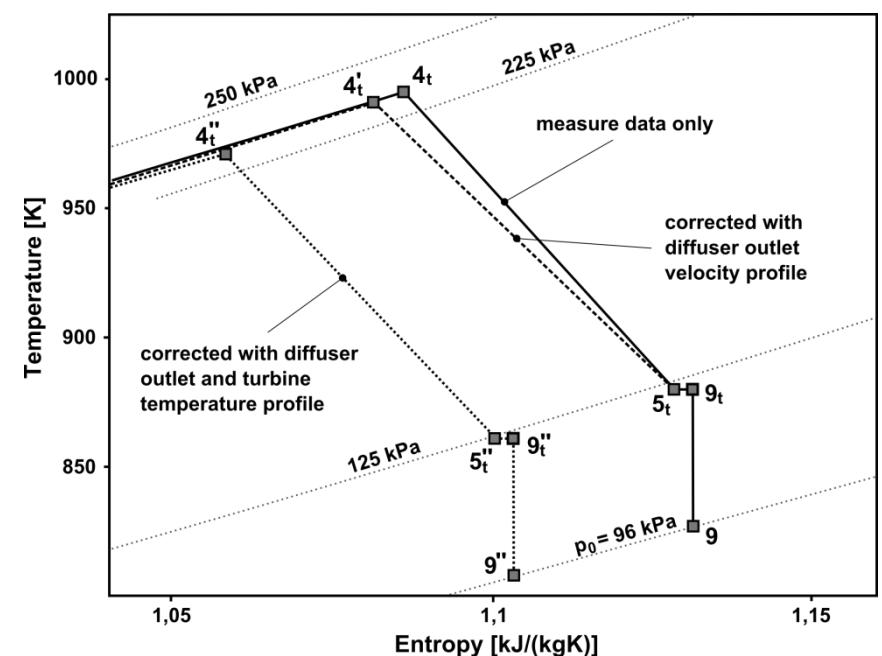


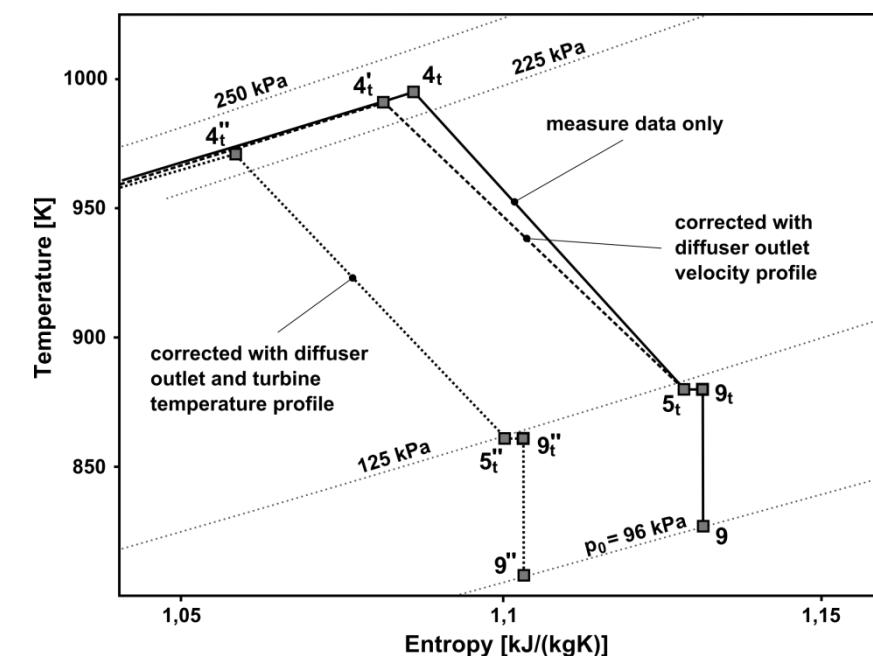
Figure 5: Temperature-entropy diagram for expansion in turbine

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).



Figuur 5: Temperatuur-entropie diagram voor expansie in de turbine

Huidige onderzoeken vertrouwen daarom op metingen die zijn gecorrigeerd met numerieke analyses om rekening te houden met deze effecten. Voor verdere studies binnen dit paper worden de parameters gebruikt die zijn berekend met de correcties voor compressor-uitlaat snelheid en inlaattemperatuur van de turbine. Deze analyses moeten echter nog gevalideerd worden. Bij het Instituut voor Vliegtuigmotoren is het huidige onderzoek gericht op het voltooien van deze taak. Een nieuwe verstelbare meetinstallatie is in ontwikkeling. De meetpositie kan circumferentieel worden verschoven om de totale compressoruitlaatdruk over een heel segment tussen twee statorroosters vast te leggen. Daarnaast wordt een drie-gats druksonde gebruikt die kan worden gedraaid om de lokale stromingsrichting te vinden. Deze installatie belooft een betere experimentele evaluatie van de compressoruitlaatomstandigheden. Voor het onderzoek naar de turbine-inlaatomstandigheden is een aparte testopstelling voor de verbrandingskamer in ontwikkeling, die een gedetailleerde meting van temperaturen, drukken en snelheden over de gehele doorsnede [16] mogelijk maakt.

## 5. Evaluatie van het potentieel voor verbetering

De efficiëntie van een echte Brayton-cyclus met componentverliezen wordt voornamelijk bepaald door de combinatie van drukverhouding en inlaattemperatuur van de turbine. De inlaattemperatuur van de turbine is beperkt door de maximaal toelaatbare materiaalt temperatuur van de motorcomponenten. Dit heeft invloed op de stator en rotor van de turbine, evenals op het achterste lager. Het is al aangetoond dat de turbine stator wordt blootgesteld aan een cirkelvormig temperatuurprofiel met hete plekken van ongeveer 1150 K, terwijl de gemiddeld temperatuur in de doorsnede 971 K is. Als een gelijkmatigere verdeling zou kunnen worden bereikt, zou de gemiddelde inlaattemperatuur van de turbine kunnen worden verhoogd zonder de operationele betrouwbaarheid van de motor negatief te beïnvloeden. Echter, zoals Figuur 6 illustreert, levert een loutere verhoging van de inlaattemperatuur van de turbine geen betere specifieke brandstofverbruik op. De optimale temperatuur van 1003 K zou het slechts met 0,15 procent verminderen (Punt HT in Figuur 6). Hogere temperaturen zouden de . Dit kan worden verklaard door de toename van de specifieke stuwwerkt als gevolg van een hoger enthalpieniveau in de uitlaat. Hoge uitlaatgassnelheden leiden tot hogere specifieke brandstofverbruiken, omdat de energieomzetting minder efficiënt wordt.

De drijvende factor voor een betere algehele efficiëntie is de compressor drukverhouding. Binnen het bereik van redelijke waarden voor kleine gasturbines leidt een hogere drukverhouding altijd tot een vermindering van het specifiek brandstofverbruik. Echter, zoals eerder vermeld, is de drukverhouding beperkt door beperkingen die van toepassing zijn op kleine gasturbines, zoals geometrie, materiaaltemperatuur en de configuratie van een enkele turbine. Marktonderzoek heeft aangetoond dat geen van de bestaande motoren in het stuwkachtbereik van 1000 N en lager opereert met een drukverhouding groter dan 4. Hogere drukverhoudingen zouden bovenend leiden tot extra schokverliezen, aangezien transonisch geoptimaliseerde bladen productieproblemen veroorzaken bij kleine afmetingen [7]. Toch zou een drukverhouding van 4 de efficiëntie van de geanalyseerde motor met 14,2 procent kunnen verminderen (Punt HP in Figuur 6).

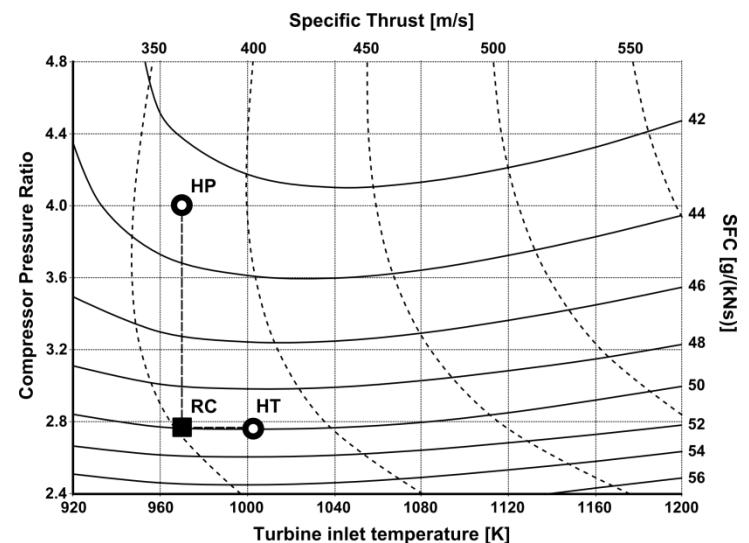
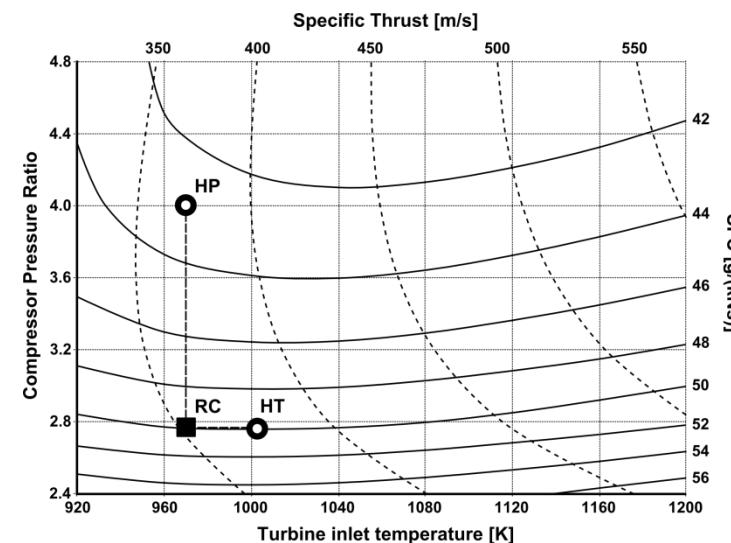


Figure 6: Performance over Design Parameters  
(RC – reference cycle, HT – high temperature, HP – high pressure ratio)



Figuur 6: Prestaties over ontwerpparameters (RC – referentiecyclus, HT – hoge temperatuur, HP – hoge drukverhouding)

## 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 diffusor 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.

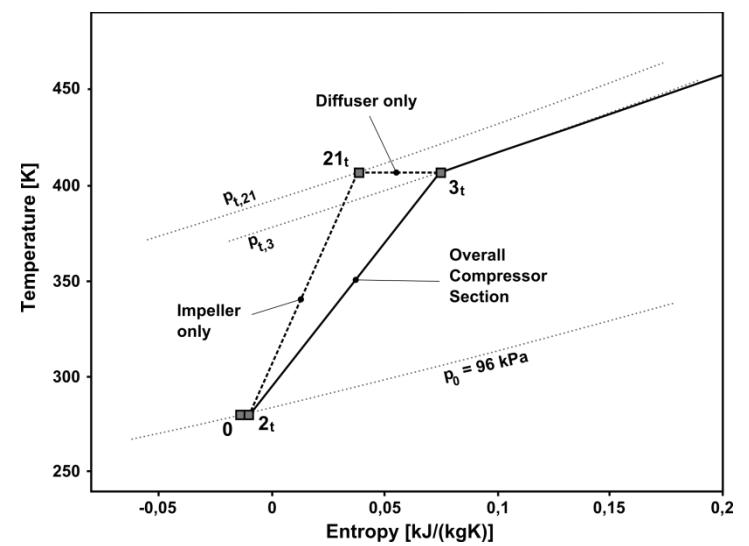


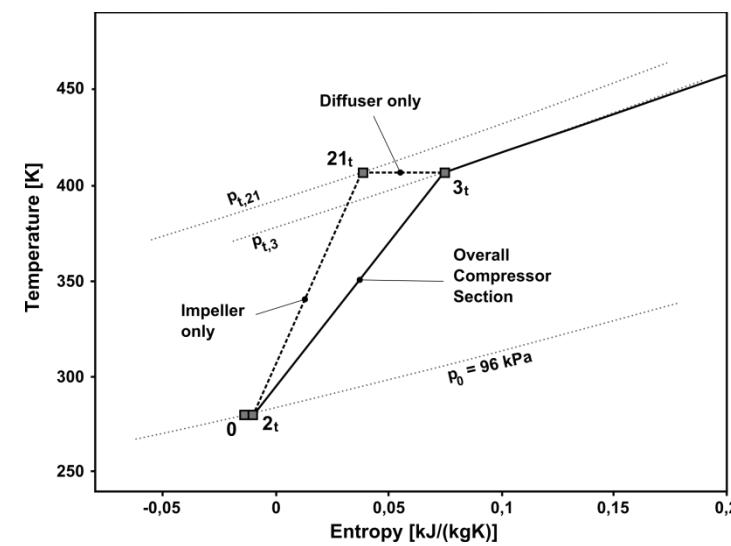
Figure 7: Temperature-entropy diagram for compression

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

## 5.1 Identificatie van verliesfactoren

Een veelbelovende methode om de drukverhouding te verhogen, is het verminderen van verliezen die optreden binnen de compressor diffuser diffusorroosters. Dit zou leiden tot een verbeterde efficiëntie zonder dat hogere compressoruitlaattemperaturen of een hogere werkoverdracht van de turbine vereist zijn. Volgens het numeriek onderzoek ligt het drukverlies van de diffusor in de orde van 12 procent.

Figuur 7 toont het compressieproces in het temperatuur-entropiediagram. Terwijl punt  $2_t$  en  $3_t$  de totale omstandigheden bij de inlaat en uitlaat van het gehele compressorsectie vertegenwoordigen, toont punt  $21_t$  de omstandigheden tussen impeller en diffuser. De analyse toont aan dat de efficiëntie van de impeller 84,9 procent is bij een drukverhouding van 3,14.



Figuur 7: Temperatuur-entropiediagram voor compressie

Figuur 8 toont de impact van drukverlies in de compressor diffuser op specifiek brandstofverbruik en specifieke stuwkraft. Het is duidelijk zichtbaar dat de diffuserverliezen verantwoordelijk zijn voor een groot deel van het brandstofverbruik. Een ideale diffuser zou het met 17,8 procent verminderen. Huidige diffusers zijn voornamelijk ontworpen met het oog op eenvoudige fabricage en lage kosten. Ze bevatten geen aerodynamisch geoptimaliseerd schoepontwerp. Onderzoeken van de stroming door de diffuser schoepen geven aan dat er ernstige stromingsseparaties zijn. Verbeterde stator schoepgeometrie kan helpen om het te verminderen.

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

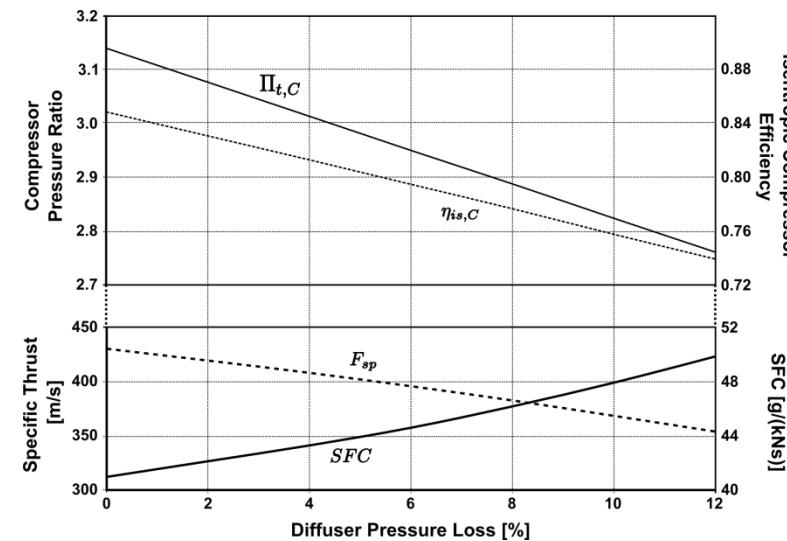


Figure 8: Effect of diffusor pressure loss

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.

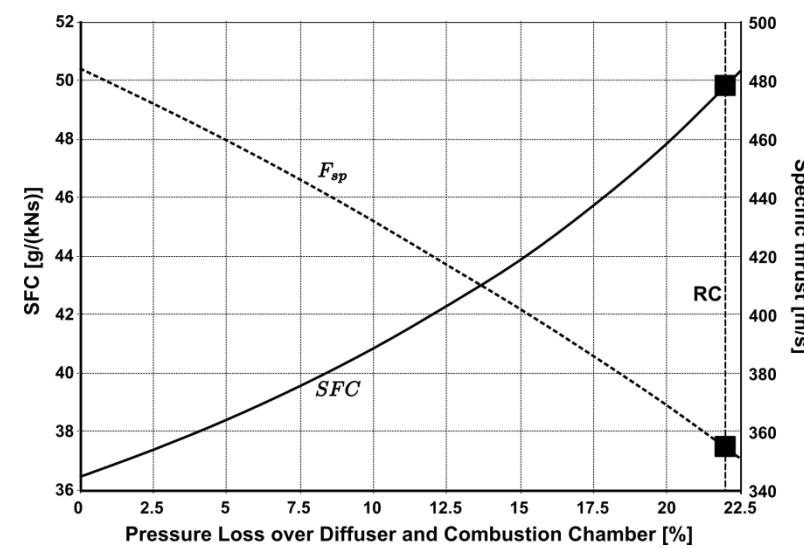
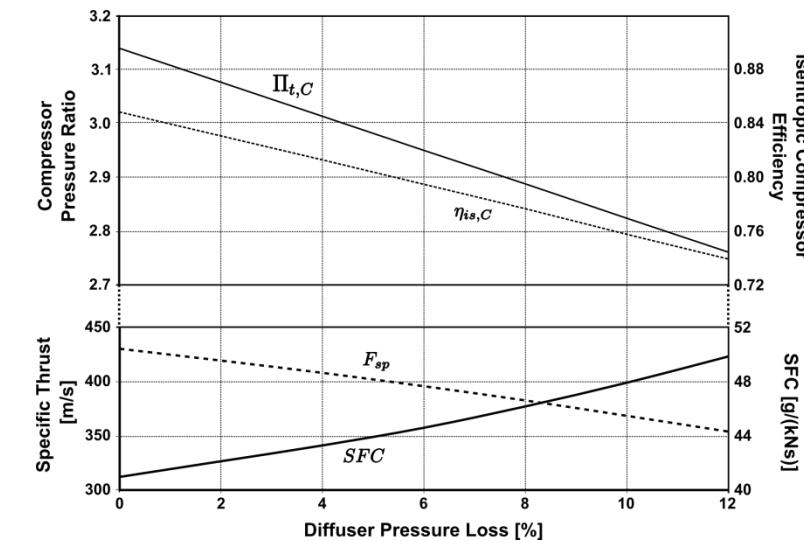


Figure 9: Combined effect of diffuser and combustion chamber pressure loss  
(Reference cycle RC at 22.1 percent)

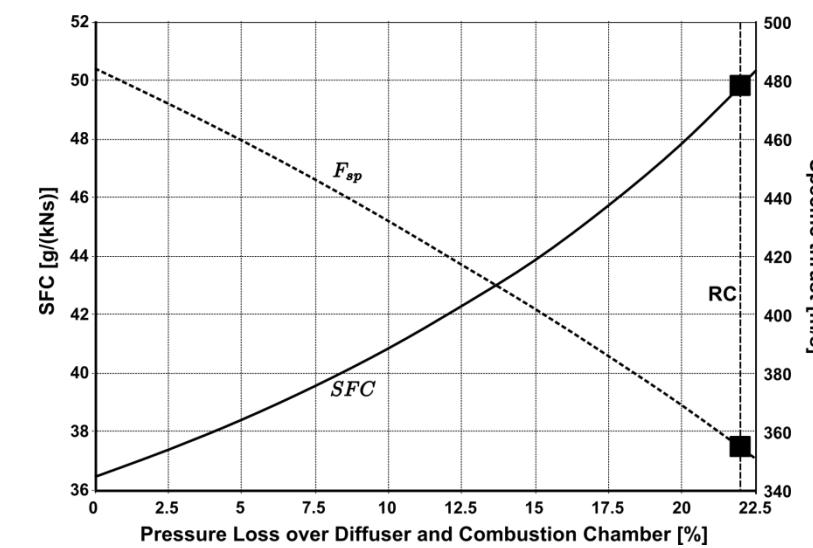
The main purpose of the diffuser is to reduce the flow velocity coming from the impeller in order to maintain a stable combustion. However, influence parameters on combustion such as velocity profiles and pressure distribution are not yet fully understood. Experimental as well as numerical analyses have 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.

verliezen en daarmee de algehele efficiëntie verhogen. Numerieke analyses op verschillende geometrieën zoals tandem statoren worden momenteel uitgevoerd.



Figuur 8: Effect van drukverlies in de diffusor

Het thermodynamisch relevante effect van compressor diffusorverliezen is de vermindering van de turbine-inlaatdruk en daaroor de haalbare enthalpiewinst bij het uitbreiden van de vloeistof. Dit geldt ook voor de drukverliezen in de verbrandingskamer. Daarom doet de oorsprong van de verliezen er niet toe voor een analyse van de algehele prestaties. Figuur 9 toont het resultaat van een parametrische studie waarin zowel de compressor diffusorverliezen als de drukverliezen in de verbrandingskamer onafhankelijk worden gevereerd. Het effect op en  $F_{sp}$  is alleen afhankelijk van de som van beide drukverliezen.



Figuur 9: Gecombineerd effect van drukverlies in de diffusor en de verbrandingskamer (Referenticyclus RC bij 22,1 procent)

Het belangrijkste doel van de diffusor is om de stroomsnelheid die van de impeller komt te verlagen om een stabiele verbranding te behouden. Echter, de invloedsparameters op de verbranding, zoals snelheidsprofielen en drukverdeling, zijn nog niet volledig begrepen. Experimentele en numerieke analyses hebben aangetoond dat de diffusor de hoekimpuls uit de stroom niet volledig verwijderd. Dit kan echter de verbrandings efficiëntie ten goede komen door betere mengkenmerken. De kruising tussen de diffusor en de verbrandingskamer biedt daarom veelbelovende mogelijkheden voor optimalisatie. Dit leidt tot de conclusie dat diffusor en verbrandingskamer niet als afzonderlijke componenten moeten worden benaderd, maar eerder als een enkele eenheid.

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.

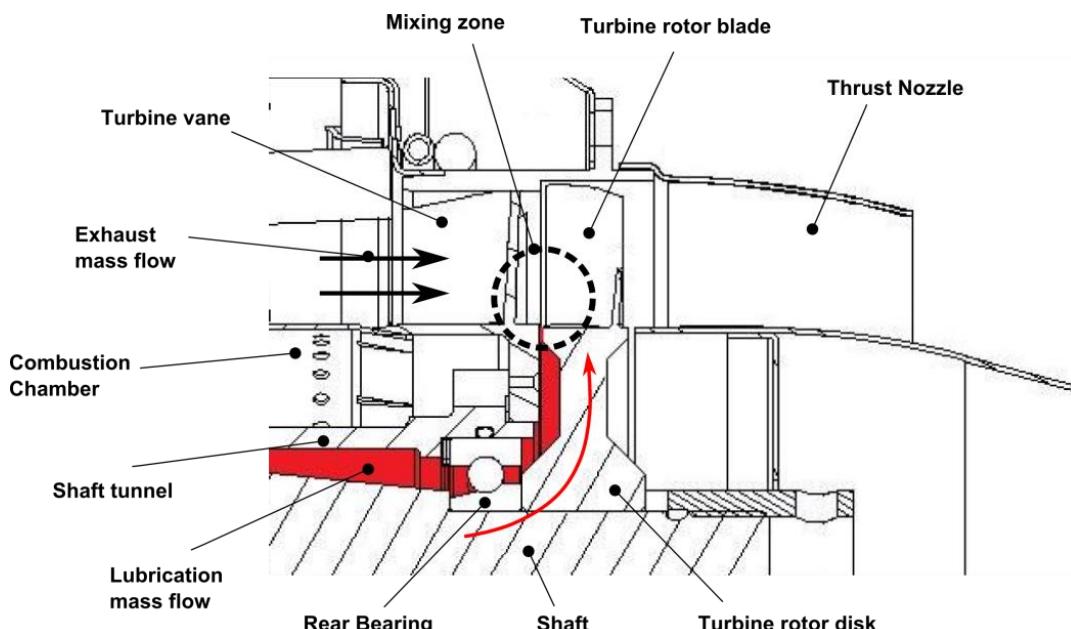


Figure 10: Mixing of lubrication and exhaust mass flow

## 5.2 Comparison of loss factors on performance

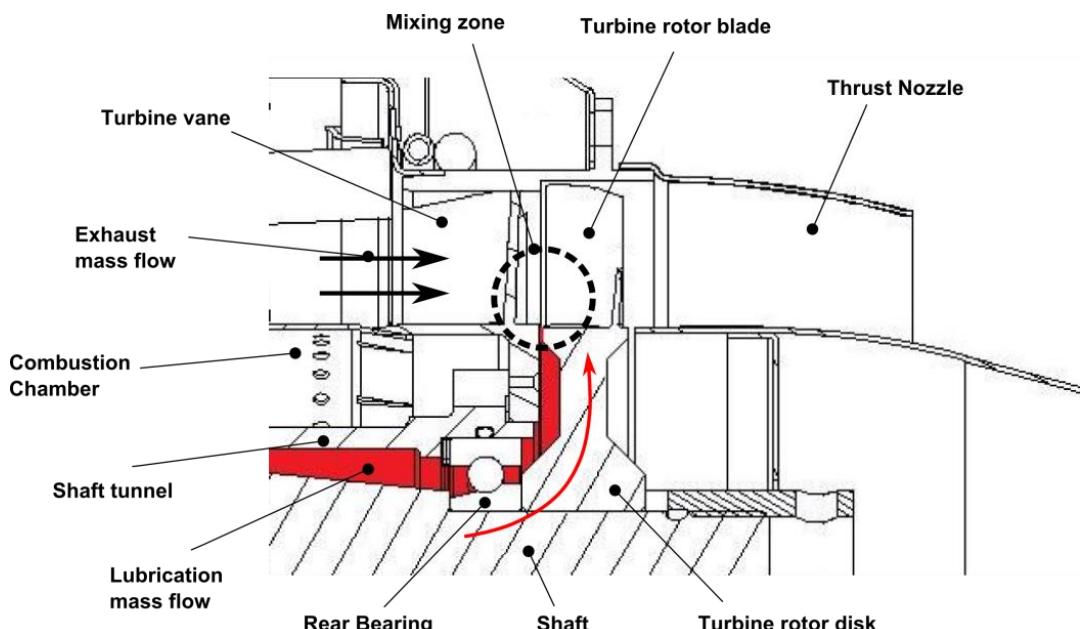
Improvement of components can be quantified in relative reduction of the occurring losses. Loss reduction  $LR_x$  can be evaluated with

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

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

De verbrandings efficiëntie heeft directe invloed op de hoeveelheid brandstofmassastroom die nodig is om de cyclus te handhaven. Het heeft ook een geringe invloed op de vermogensbalans tussen turbine en compressor, aangezien het bijdraagt aan de uitlaatmassastroom. Het verbeteren van de verbrandings efficiëntie kan op twee manieren worden bereikt. De eerste methode is om de efficiëntie van de brander als zodanig te verhogen. Een nieuw ontwerp van de verbrandingskamer met geoptimaliseerde linerperforatie kan de menging en ontsteking in de verbrandingszone verbeteren. Het ontwerp van de liner van de verbrandingskamer is onderwerp van huidig onderzoek aan het Instituut voor Vliegtuigmotoren. De tweede mogelijkheid is om de smeermedium brandstofmassastroom terug te voeren naar de verbrandingszone. Dit zou kunnen worden bereikt door holle turbinevleugels die naar de verdampers leiden. Echter, realisaties zijn nog niet uitgevoerd. Dezelfde taak zou ook kunnen worden bereikt met een apart oliesysteem. Dit lijkt echter geen haalbare optie te zijn voor kleine straalmotoren onder de 1000 N, omdat het de grootte, het gewicht, de complexiteit en de kosten van de motor zou verhogen.

De turbine efficiëntie in deze analyse is zeer laag in vergelijking met grotere axiale turbines. Dit kan deels worden verklaard door kleine grootte-effecten zoals lage Reynolds-getallen, speling en oppervlaktekwaliteit. Echter, het smeersysteem van de lagers heeft ook invloed op de turbine efficiëntie. Wanneer de smeermassa-stroom samenkomt met de hoofd uitlaatgasstroom tussen de turbinevleugel en de rotor, ontstaan mengverliezen. Zoals Figuur 10 illustreert, heeft de smeermassa-stroom een radiale richting die leidt tot een 90° schuifstroom in de mengzone. Bovendien maakt de TJ 74-motor, die in deze studie wordt geanalyseerd, gebruik van een puntgelaste staal turbine stator. Nieuwere gasturbines zijn uitgerust met integrale gietstukken van nikkellegeringen. Dit is voornamelijk vanwege een betere temperatuurweerstand. Echter, gladdere oppervlakken en lagere fabricagetoleranties helpen om wrijvingsverliezen te verminderen en verhogen daardoor de turbine efficiëntie.



Figuur 10: Menging van smeer- en uitlaatmassastroom

## 5.2 Vergelijking van verliesfactoren op prestaties

Verbetering van componenten kan worden gekwantificeerd in relatieve vermindering van de optredende verliezen. Vermindering van verliezen  $x$  kan worden geëvalueerd met

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

waar de verliesfactor wordt weergegeven, dat wil zeggen drukverhoudingen als er drukverliezen optreden of efficiënties indien van toepassing.  $x_{ref}$  is de referentiewaarde van de verliesfactor uit de bovenstaande cyclusberekening. Drukverhoudingen, respectievelijk efficiënties van 1 zouden daarom verliezen met 100 procent verminderen. Figuur 11 toont de invloed van verliesreductie op specifiek brandstofverbruik

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

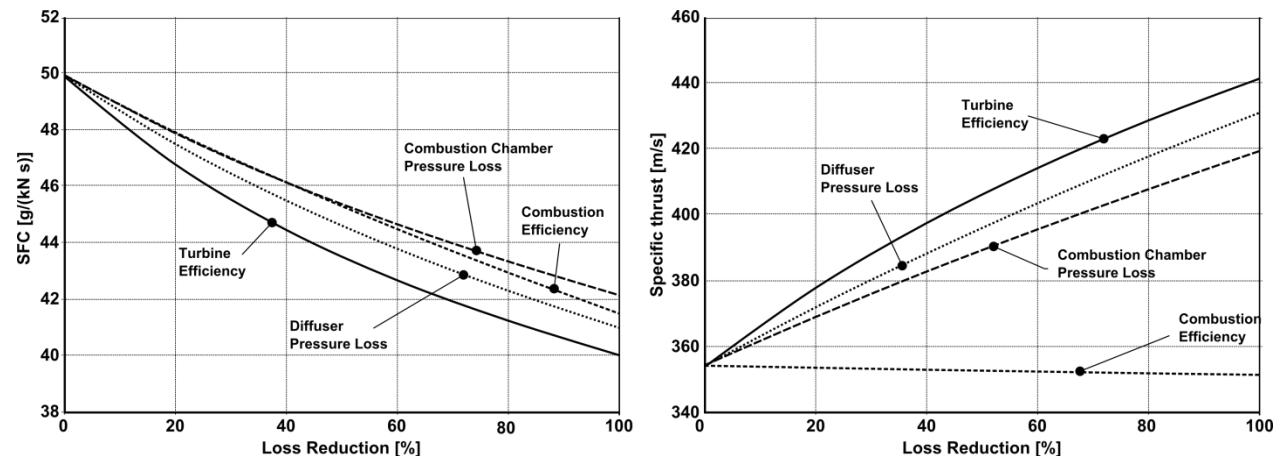


Figure 11: Influence of loss reduction on performance

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.

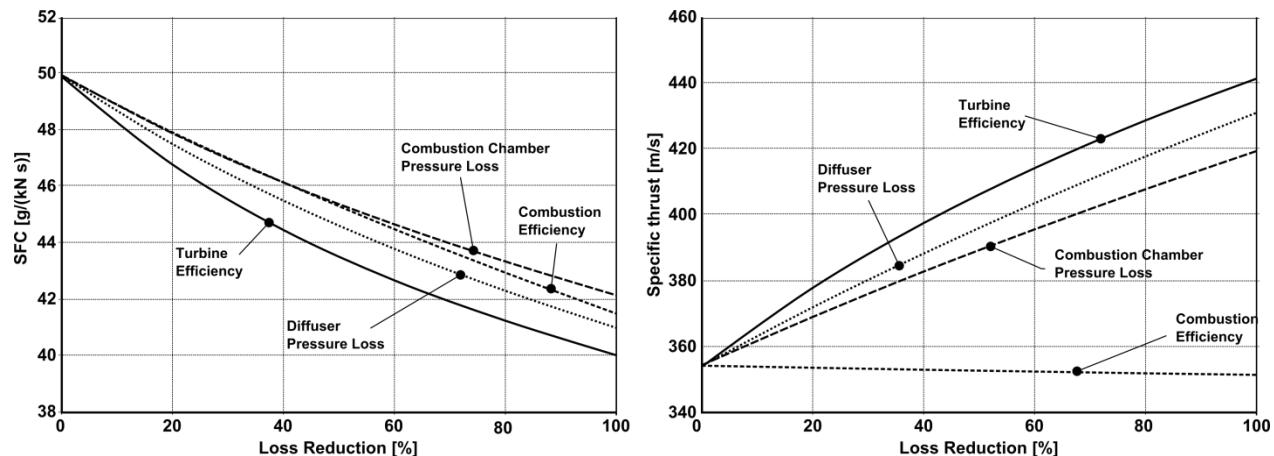
This analysis also shows the large potential that lies in the improvement of the intersection between compressor diffusor and combustion chamber. Higher combustion efficiency requires a better mixture of fuel and air mass flows. To a large extent mixture quality is a result of how the air mass flow is 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 diffusor geometry can then provide appropriate flow conditions. An optimized intersection can further lead to reduced pressure losses in both the diffusor 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  $\eta_{Comb}$  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 diffusor. Figure 12 shows the result of this case study.

en specifieke stuwkraft. De verliesfactoren zijn drukverhouding van de diffusor, verbrandings efficiëntie, verbrandingskamer drukverhouding en turbine efficiëntie. De grafieken zijn elk het resultaat van de wijziging van een enkele parameter.



Figuur 11: Invloed van verliesreductie op prestaties

Het resultaat toont aan dat de turbine efficiëntie theoretisch het grootste potentieel heeft om de motorprestaties te verhogen. Gedeeltelijke verbetering kan worden bereikt met een nieuw ontwerp van turbinevleugels en de techniek van investeringsgieten. Alternatieve smeersystemen kunnen ook de turbine efficiëntie verhogen. Echter, aangezien de effecten van kleine afmetingen in turbomachines aanhouden, moet verdere verbetering als beperkt worden beschouwd.

Het effect van de andere drie factoren is kleiner, maar nog steeds significant. De invloed van de verbrandings efficiëntie op specifieke stuwkraft is een uitzondering, aangezien een verbetering alleen de vereiste brandstofmassastroom verminderde. Dit leidt tot een iets lagere uitaatmassastroom, wat een hogere specifieke arbeidseis van de turbine met zich meebrengt. Het resultaat is een verlaagd enthalpieniveau in het stuwkachmondstuk, wat een kleine vermindering van de specifieke stuwkraft met zich meebrengt.

Deze analyse toont ook het grote potentieel aan dat ligt in de verbetering van de kruising tussen de compressor diffusor en de verbrandingskamer. Een hogere verbrandings efficiëntie vereist een betere menging van brandstof- en luchtmassastromen. In grote mate is de mengkwaliteit het resultaat van hoe de luchtmassastroom in de verbrandingszone wordt geïnjecteerd. Dit vereist echter nog steeds een beter begrip van meng- en verdampingsprocessen met verbrandingskamers van kleine gasturbines. Een nieuwe diffusor geometrie kan dan zorgen voor geschikte stroomomstandigheden. Een geoptimaliseerde kruising kan verder leiden tot verminderde drukverliezen in zowel de diffusor als de verbrandingskamer.

### 5.3 Effecten van verbeterde componenten op optimale ontwerpparameters

Het recyclen van de smeermassa-stroom in de verbrandingskamer is een methode om zowel de verbrandings efficiëntie als de turbine efficiëntie te verhogen. Bij een aannname van vijf procent smeermiddelstroom, stijgt de verbrandings efficiëntie naar 86,8 procent, wat overeenkomt met een verliesreductie van 24,6 procent. Met de aanname dat verliezen binnen de turbine met 10 procent kunnen worden verminderd door mengverliezen te vermijden, kan recycling het specifiek brandstofverbruik met 8 procent verlagen en de specifieke stuwkraft met 3,2 procent verhogen.

In het volgende wordt een generiek geval gepresenteerd om het effect van componentverbeteringen op de optimale ontwerpparameter te evalueren, namelijk de compressor drukverhouding en de inlaattemperatuur van de turbine. Voor deze analyse wordt een vermindering van 30 procent voor alle verliesfactoren toegepast. Dit leidt tot een nieuwe compressor efficiëntie  $\eta_{is,C}$  van 0.773, een verbrandings efficiëntie  $\eta_{Comb}$  van 0.878, een verbrandingskamer drukverhouding  $\Pi_{t,CC}$  van 0.929 en een turbine efficiëntie  $\eta_{is,T}$  van 0.848. Voor een constante werkbalans tussen de roterende componenten leidt dit tot een verhoogde compressor drukverhouding  $\Pi_{t,C}$  van 2.88 door verminderde verliezen in de diffusor. Figuur 12 toont het resultaat van deze casestudy.

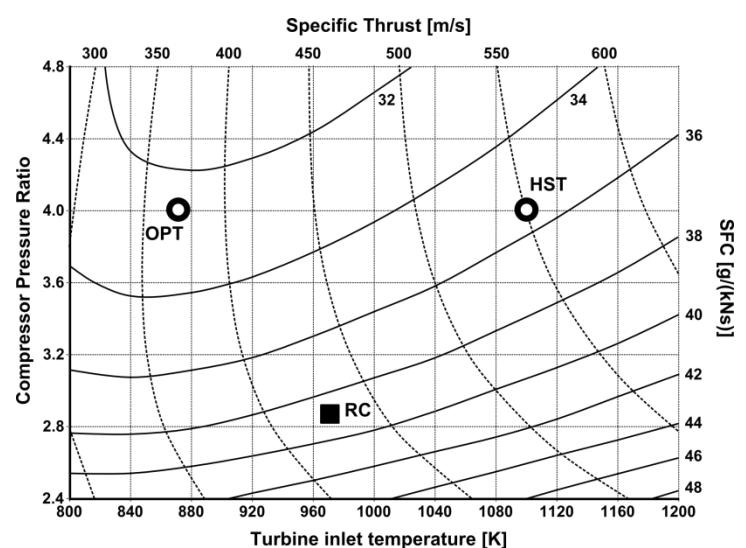


Figure 12: Performance over Design Parameters with improved components  
(RC – reference cycle, OPT – optimal specific fuel consumption, HST – high specific thrust)

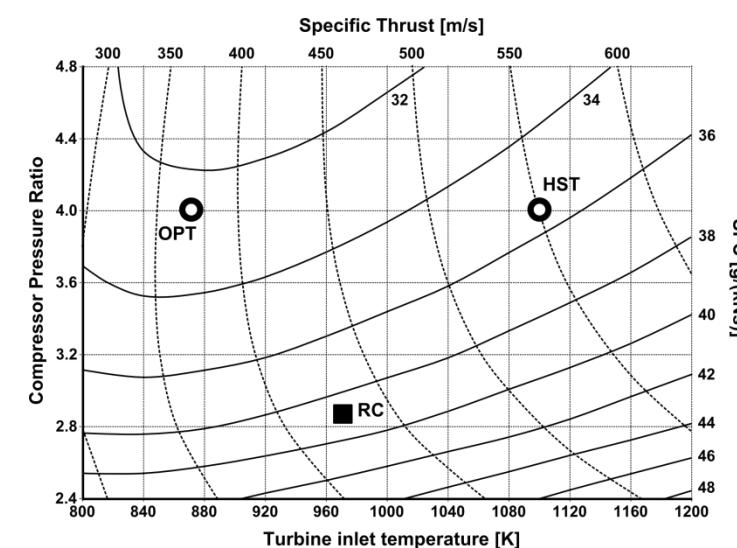
The loss reduction (point RC in Figure 12) leads to a reduction of specific fuel consumption by 22.4 percent to 38.7 g/(kNs) compared to the former reference cycle. The specific thrust is 429 m/s, an increase by 21.2 percent. For minimum *SFC* the optimal turbine inlet temperature is between 800 and 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 diffusor 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.



Figuur 12: Prestaties over ontwerpparameters met verbeterde componenten (RC – referentiecyclus, OPT – optimaal specifiek brandstofverbruik, HST – hoge specifieke stuwwerkt)

De verliesreductie (punt RC in Figuur 12) leidt tot een vermindering van het specifiek brandstofverbruik met 22,4 procent tot 38,7 g/(kNs) vergeleken met de eerdere referentiecyclus. De specifieke stuwwerkt is 429 m/s, een toename van 21,2 procent. Voor het minimum ligt de optimale inlaattemperatuur van de turbine tussen 800 en 900 K, afhankelijk van de compressor drukverhouding. Voor een drukverhouding van 4 en een inlaattemperatuur van de turbine van 868 K kan een specifiek brandstofverbruik van 32,5 g/(kNs) worden bereikt (punt OPT in Figuur 12). Vergelijkt met de referentiecyclus moet de inlaattemperatuur van de turbine worden verlaagd voor een hogere efficiëntie. Echter, de specifieke stuwwerkt neemt toe bij hogere temperaturen. Een inlaattemperatuur van de turbine van 1100 K bij een drukverhouding van 4 zou de specifieke stuwwerkt met 49 procent verhogen tot 550 m/s vergeleken met punt OPT, maar ook het specifiek brandstofverbruik met 9,2 procent verhogen tot 35,5 g/(kNs) (punt HST in Figuur 12). Deze afweging in prestaties kan levensvatbaar zijn voor toepassingen met hoge stuwwerktvereisten. Hogere temperaturen vereisen ofwel een vermindering van hete plekken door een nieuw ontwerp van de verbrandingskamer of verminderde levensduurvereisten. Onderzoeken naar geavanceerde nikkel-legering materialen geven aan dat inlaattemperaturen van de turbine van meer dan 1300 K mogelijk zijn met een volledig gelijkmatig temperatuurprofiel [17].

## 6. Conclusies

Het onderzoek naar een kleine gasturbine door middel van experimentele testen en numerieke simulaties heeft aangetoond dat nauwkeurige thermodynamische gegevens van het cyclusproces moeilijk toegankelijk zijn. Dit komt voornamelijk door circumferentieel ongelijke snelheids- en temperatuurprofielen. Een voldoende hoge resolutie van meetprobes kan niet worden geïnstalleerd omdat de geometrieën te klein zijn. Numerieke analyses helpen bij het identificeren van dergelijke onzekerheden; echter, ze zijn nog niet gevalideerd. Een gevoelighetsanalyse heeft aangetoond dat zeer kleine veranderingen in gemeten gegevens al kunnen leiden tot significante afwijkingen van iteratieve ontwerpen.

Desondanks werd de thermodynamische analyse uitgebreid om verbeterpotentieel voor kleine gasturbines te evalueren. De definitie van componentverliesreducties werd gebruikt om verbeterpotentieel te kwantificeren. Aangetoond kon worden dat de kruising tussen de compressor diffuser en de verbrandingskamer aanzienlijke potentieel biedt, aangezien dit zowel de drukverliezen in de diffusor als in de verbrandingskamer beïnvloedt. Bovendien is de verbrandings efficiëntie sterk afhankelijk van de mengkwaliteit, die wordt beïnvloed door de luchstromsnelheid en -richting die uit de diffusor komen. In tegenstelling tot conservatieve benaderingen, zouden beide componenten niet afzonderlijk moeten worden beoordeeld, maar eerder als een enkele eenheid.

Realistische aannames voor componentverbetering leiden tot specifiek brandstofverbruik dat veel lager is dan wat state-of-the-art motoren bereiken. Hogere drukverhoudingen komen de prestaties ten goede, maar verhogen de complexiteit en het gewicht van de motor. De vermindering van hete plekken in de turbine sectie met nieuwe verbrandingstechnieken kan hogere gemiddelde inlaattemperaturen van de turbine bieden en daardoor de specifieke stuwwerkt verhogen zonder de levensduur van de turbine te verkorten. Een homogeen temperatuur- en snelheidsprofiel bij de turbine-inlaatsectie is een belangrijke voorwaarde voor het succes van verdere optimalisatie van de turbine efficiëntie.

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.

Vanwege de diversiteit aan toepassingen van kleine gasturbines omvat een algehele optimalisatie van kleine gasturbines aanvullende belangrijke aspecten. Naast efficiëntie- en stuwkraftvereisten zijn er ook vereisten zoals een kleine motoromvang, brandstofflexibiliteit, lage complexiteit en acquisitiekosten. Het ontwerp van kleine gasturbines blijft voornamelijk een toepassing-gedreven taak, maar biedt nog steeds veel potentieel voor aanvullende verbeteringen.

## References

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Website of the manufacturer: [www.frankturbine.de](http://www.frankturbine.de)
- [2] Kurzke J. 2012. *GasTurb 12*. Gas turbine performance software. Website: [www.gasturb.de](http://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*. 57<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Copenhagen, Denmark
- [7] Rodgers C. 2003. *Some Effects of Size on the Performances of Small Gas Turbines*. 48<sup>th</sup> 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] Giers 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*, 23<sup>rd</sup> 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*. 49<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Vienna, AUS.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Development of a Very Small Aero-Engine. 45<sup>th</sup> 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*. 55<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Glasgow, UK

## Referenties

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Website van de fabrikant: [www.frankturbine.de](http://www.frankturbine.de)[2] Kurzke J. 2012. *GasTurb 12*. Software voor gasturbineprestaties. Website: [www.gasturb.de](http://www.gasturb.de)[3] Schreckling K. 1994. *Gasturbines voor Modelvliegtuigen*. Traplet Publications.[4] Cumpsty N. A. 2003. *Jet Propulsion: Een Eenvoudige Gids voor het Aerodynamische en Thermodynamische Ontwerp en de Prestaties van Straalmotoren*. Cambridge University Press, Cambridge, VK[5] MTU Aero Engines GmbH. 2010. *EJ200 Turbofan Motor – De Innovatieve Kracht*. Data Feitblad[6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. *Schaalvergroting 3-36kW Microturbines*. 57<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Copenhagen, Denemarken[7] Rodgers C. 2003. *Enkele Effecten van Grootte op de Prestaties van Kleine Gasturbines*. 48<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, VS[8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. *Numeriek Onderzoek naar de Compressor Diffuser voor Kleine Gasturbines*. Ongepubliceerd Rapport. Instituut voor Vliegtuigmotoren, Technische Universiteit München[9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. *Numeriek Onderzoek naar Verbrandingskamers voor Kleine Gasturbines*. Ongepubliceerd Rapport. Instituut voor Vliegtuigmotoren, Technische Universiteit München[10] Giers M., Stankowski T. 2012. *Computationale studie van een aerodynamische stroom door een micro-turbine motor verbrandingskamer*. Journal of Power Technologies 92, pp. 68-79[11] Hupfer A., Erhard W., Kau H.-P. 2012. *Onderzoek naar Combustorconcepten voor Micro Gasturbine Jetmotoren*, 23<sup>rd</sup> Internationaal Symposium in Transportfenomenen, Auckland, NZL[12] Mayer A., Naubert M., Hupfer A. 2011. *Constructie en Inbedrijfstelling van een Glazen Verbrandingskamer in een Modellgasturbine*. Technisch Rapport. LFA-2011-007. Instituut voor Vliegtuigmotoren, Technische Universiteit München[13] Davison C. R., Birk M. A. 2004. *Opzetten en Operationele Ervaring met een Micro-Turbine Motor voor Onderzoek en Educatie*. 49<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Wenen, AUS[14] Gerendás M., Pfister R. 2000. *Ontwikkeling van een Zeer Kleine Aero-Motor*. 45<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, München, GER[15] Weber M., Erhard W. 2011. *Experimentele Onderzoeken aan een Modellgasturbine voor het Bepalen van de Bedrijfseigenschappen*, Technisch Rapport, LFA-2011-100, Instituut voor Vliegtuigmotoren, Technische Universiteit München[16] Speidel T., Hupfer A. 2013. *Constructie en Inbedrijfstelling van een Verbrandingskamer Teststand van een Kleingasturbine*. Ongepubliceerd Rapport. Instituut voor Vliegtuigmotoren, Technische Universiteit München[17] Visser W. P. J., Shakariyants S. A. 2010. *Ontwikkeling van een 3kW Micro Turbine voor CHP Toepassing*. 55<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Glasgow, VK