

# 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*

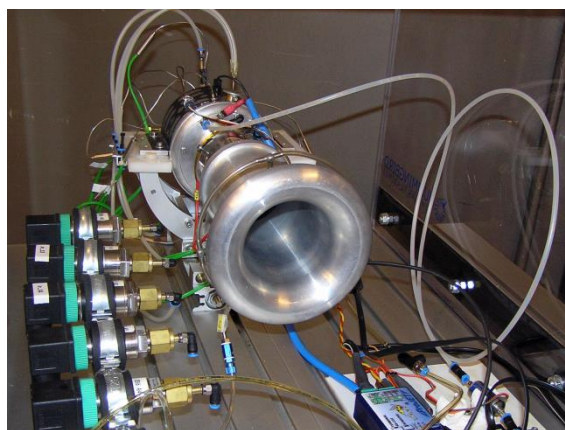
## Samenvatting

De gasturbine technologie biedt voortstuwingstoestellen met uitstekende stuwkracht-gewichtsverhoudingen voor een breed scala aan vluchtomstandigheden. 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 ontwerpgidsen voor sleutelcomponenten zoals de verbrandingskamer of de compressor diffuusroosters, 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 ongelijkmatige 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].

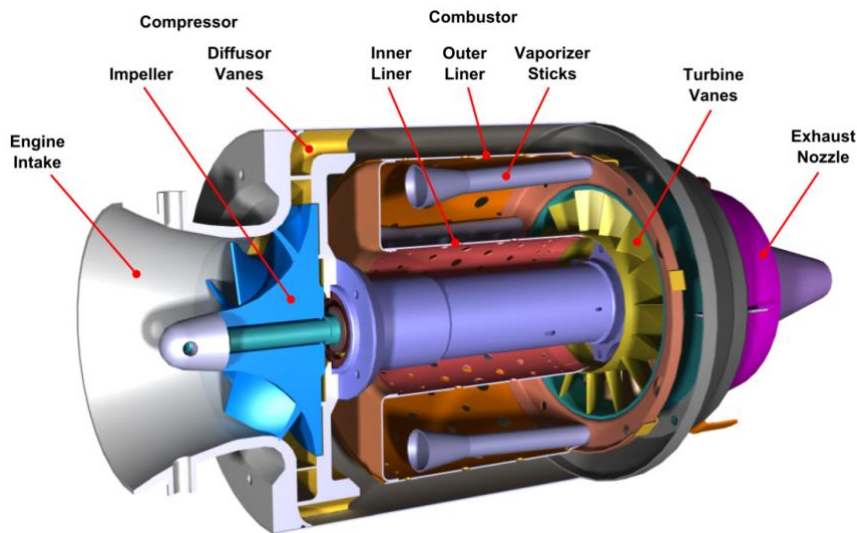


Figuur 1: Testopstelling met gasturbine Frank Turbine TJ 74

## 2. 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 verdamper aan de achterzijde van de verbrandingskamer. Binnen de verdamper wordt dit deel van de lucht gemengd met brandstof, die verdampt op de hete wand van de verdamper. Het brandstof-luchtmengsel ontsteekt na het verlaten van de verdamper. Stroomafwaarts van de verbrandingskamer expandeert het uitlaatgas in de turbine, die kracht levert voor de compressorimpeller. Het uitlaatgas verlaat de gasturbine via de convergente nozzle, waar de stroming wordt versneld om stuwkracht 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 stuwkracht specifieke brandstofverbruik en de specifieke stuwkracht  $_{sp}$  worden gekwantificeerd. Dit relateert de brandstofmassastroom aan de stuwkrachtoutput, waardoor de algehele efficiëntie van de motor wordt gekarakteriseerd (zie Eq. (1)). De specifieke stuwkracht is de quotiënt van stuwkracht en massastroom van de motor, waardoor het voornamelijk een functie is van de uitlaatgas snelheid  $v_9$  en dus de specifieke kinetische energie van de uitlaat (zie Eq. (2)). Deze waarde is expliciet belangrijk voor kleine motoren waarin de grootte een beperkende factor is en waar stuwkracht moet worden gecreëerd door lage massastromen en hoge snelheden.

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

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

Beide vergelijkingen worden gepresenteerd zonder de invloed van de vliegsnelheid te tonen. De brandstof-luchtverhouding  $f_{fuel}/\dot{m}_0$  relateert de brandstofmassastroom aan de luchtmassastroom van de motor  $\dot{m}_0$ . Zoals Eq. (1) en (2) laten zien, zijn beide prestatiewaarden nauw met elkaar gecorreleerd. Echter, de conversie van kinetische energie naar stuwkracht wordt over het algemeen minder efficiënt bij hogere snelheden [4]. Daarom moet het motorontwerp altijd een compromis zijn, omdat een lage en een hoge  $sp$  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 inlaattemperatuur van de turbine  $t_4$  evenals de efficiënties en drukverliezen van de individuele componenten (zie Eq. (3)).  $\eta_{is}$  en  $\eta_{is,T}$  zijn respectievelijk de isentropische efficiënties van de compressor en de turbine.  $\eta_{comb}$  evalueert de efficiëntie van de verbranding, die het deel van de geïnjecteerde brandstof definieert dat daadwerkelijk wordt verbrand.  $\eta_{mech}$  is de mechanische efficiëntie die voortkomt uit lagerverliezen. Drukverliezen die optreden in het inlaatgedeelte, de verbrandingskamer en het stuwkrachtmondstuk worden in aanmerking genomen met hun respectieve totaal drukverhoudingen  $t_{t,I}$ ,  $t_{t,CC}$  en  $t_{t,N}$ .

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

De hierboven getoonde correlaties zijn ook geldig voor de specifieke stuwkracht  $sp$ . De invloed van de verbrandings efficiëntie  $\eta_{comb}$  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 werkpunt 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 Stuwkracht		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 uitlaat 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  $t_{t,5}$  bij de turbine-uitlaat 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.

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 gevarieerd om overeen te komen met de gegevens die van de testbank zijn verkregen. De resultaten zijn weergegeven in Tabel 2, Kolom 1 aan het einde van dit hoofdstuk. De cyclusanalyse leverde een specifiek brandstofverbruik SFC op van 49,9 g/(kNs) en een specifieke stuwkracht  $_{sp}$  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 bepaalde beperkingen en blijven daarom op een vrij laag niveau. De inlaattemperatuur van de turbine is beperkt door de duurzame materiaalt temperatuur van de turbine, die de gehele 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 turbinstap, 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 inertiaële 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 voortkomen 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].

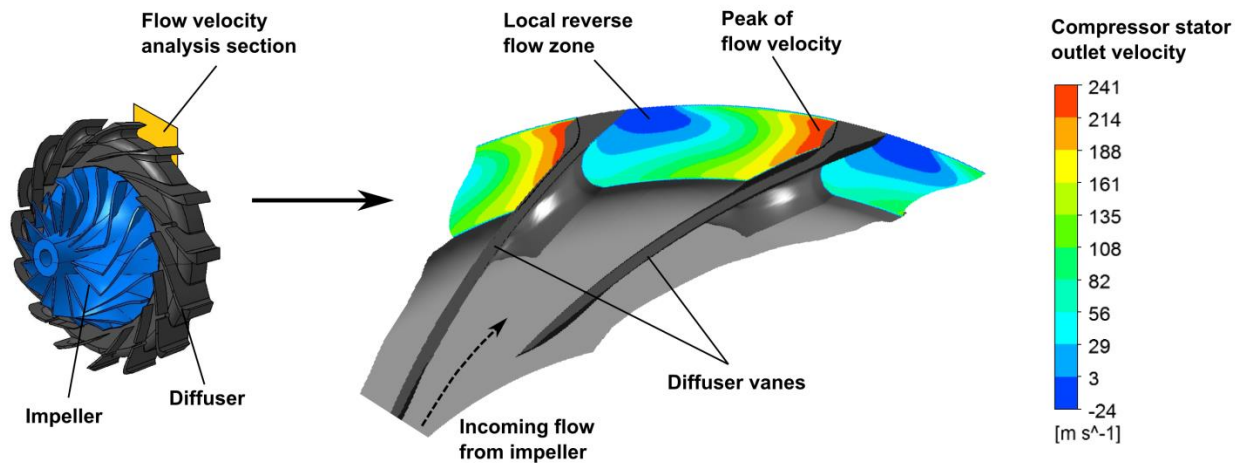
De verbranding vormt een andere belangrijke invloed op de prestaties van kleine gasturbines. Terwijl de verbrandings efficiënties van grotere motoren normaal gesproken boven de 99 procent liggen onder ontwerpisen, toont de analyse een aanzienlijk lagere efficiëntie van 85,7 procent. Zelfs als de brandstroom door de lagers (ongeveer 5% van de totale brandstroom) 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 stuwkracht en de brandstofmassastroom respectievelijk via een krachtensensor 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  $_{3}$  van 141 m/s op. Volgens recente numerieke onderzoeken naar de compressor diffuusroosters [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 stroomszones evenals tot snelheidspieken van ongeveer 240 m/s. De gemiddelde absolute stroomsnelheid  $_{3,avg}$  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  $_{3}$  constant blijft binnen de gehele doorsnede en daarom nauwkeurig is gemeten, kan de totaal druk bij compressoruitlaat worden gecorrigeerd naar de gemiddelde waarde van de doorsnede 262 kPa. De wijziging van de ontwerpparameters is weergegeven in Tabel 2, Kolom 2.



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

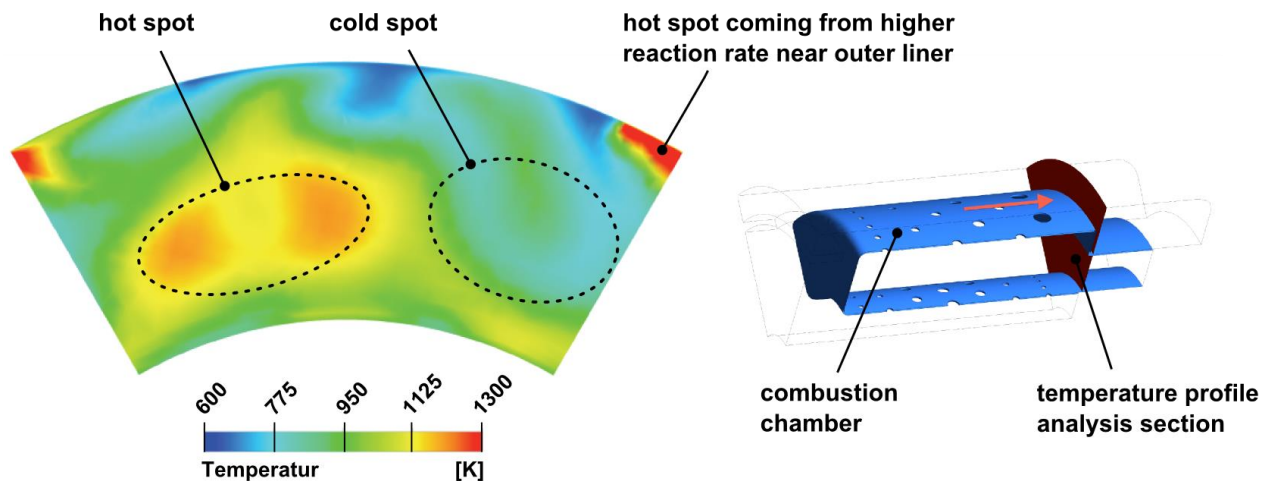
De lagere uitlaatdruk leidt direct tot een verlaagde compressor drukverhouding van 2.76. Met de gemeten totale uitlaatdruk van de verbrandingskamer wordt het drukverlies in de verbrandingskamer aanzienlijk verminderd van 13.6 naar 10.1 procent. Deze waarde lijkt realistischer te zijn, aangezien deze dichterbij 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, stuwkracht 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  $p_{t,4}$  die constant blijft in deze analyse, verschuift de positie van punt  $t$  naar  $t'$  naar lagere entropie. Dit leidt tot een toename van de entropiewijziging over de turbine van  $t'$  naar  $t$ , wat de turbine efficiëntie vermindert. Echter, de meting van  $p_{t,4}$  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 verdamper. De hete plek bij de buitenwand is een bijeffect van de turbulentie-modellerings 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 binnenkomt 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 verdamper. 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 voortkomen uit de verbranding lijken een goede verklaring voor deze resultaten te zijn. Echter, te lage temperaturen kunnen ook in mindere mate voortkomen uit verbranding die gedeeltelijk doorgaat door de turbine en de uitlaatmond.

Metingen uitgevoerd door Weber [15] bevestigen dat ernstige hete plekken voortkomen 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 expliciet zijn gedetecteerd.



Figuur 4: Temperatuurverdeling bij turbine-inlaat

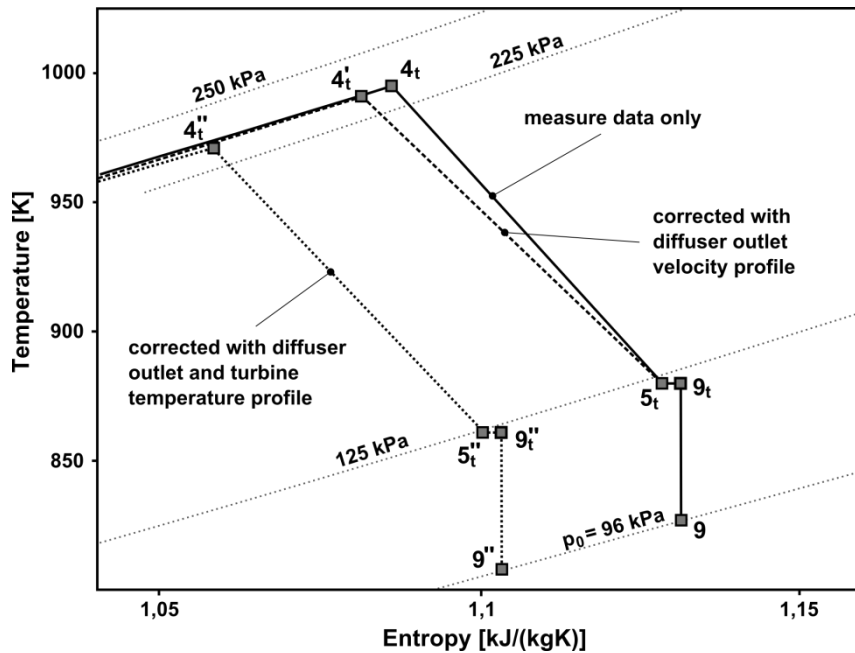
Het circumferentiële temperatuurprofiel illustreert dat een doorsnede gemiddeld temperatuur, die geschikt zou zijn om de thermodynamische cyclus weer te geven, niet nauwkeurig kan worden bepaald door de metingen. De numerieke analyse van de verbranding levert een doorsnede gemiddeld totale turbine-inlaattemperatuur 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,  $t_{tr}$  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 stuwkracht 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 snelheidsprofiel	Gecorrigeerd met diffuseruitlaat snelheid en turbine temperatuurprofiel
compressor drukverhouding		2.87	2.76	2.76
inlaattemperatuur van de turbine		995 K	991 K	971 K
isentropische compressor efficiëntie		0.746	0.739	0.739
isentropische turbine efficiëntie		0.785	0.760	0.783
verbrandings efficiëntie		0.857	0.857	0.825
verbrandingskamer drukverhouding		0.864	0.899	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 verdamper, 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.





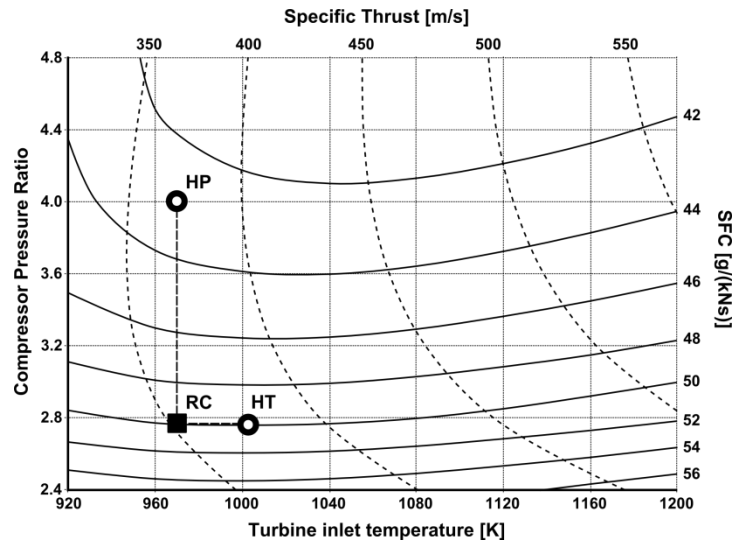
Figuur 5: Temperatuur-entropie diagram voor expansie in de turbine

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 voltooiën 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 materiaaltemperatuur 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 specifiek 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 stuwkracht 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, materiaalt temperatuur en de configuratie van een enkele turbine. Marktonderzoek heeft aangetoond dat geen van de bestaande motoren in het stuwkrachtbereik van 1000 N en lager opereert met een drukverhouding groter dan 4. Hogere drukverhoudingen zouden bovendien 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).

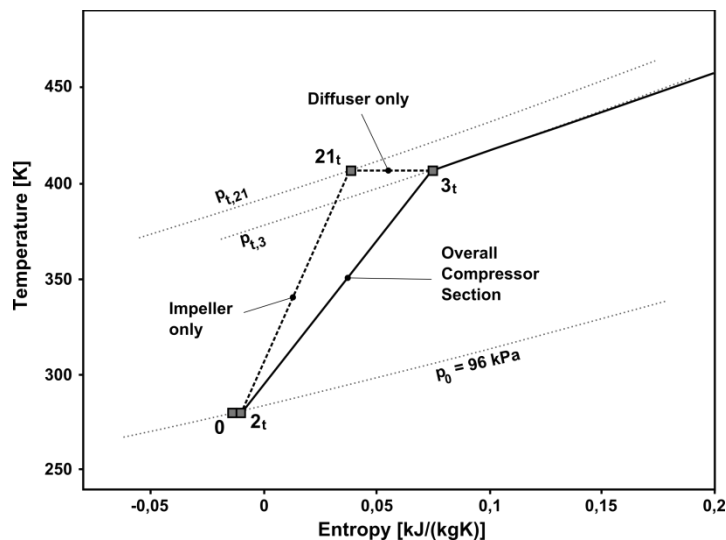


Figuur 6: Prestaties over ontwerpparameters (RC – referentiecycclus, HT – hoge temperatuur, HP – hoge drukverhouding)

### 5.1 Identificatie van verliesfactoren

Een veelbelovende methode om de drukverhouding te verhogen, is het verminderen van verliezen die optreden binnen de compressor diffuser diffuusroosters. 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 diffuser in de orde van 12 procent.

Figuur 7 toont het compressieproces in het temperatuur-entropie diagram. Terwijl punt  $t$  en  $e$  de totale omstandigheden bij de inlaat en uitlaat van het gehele compressorsectie vertegenwoordigen, toont punt  $i$  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.

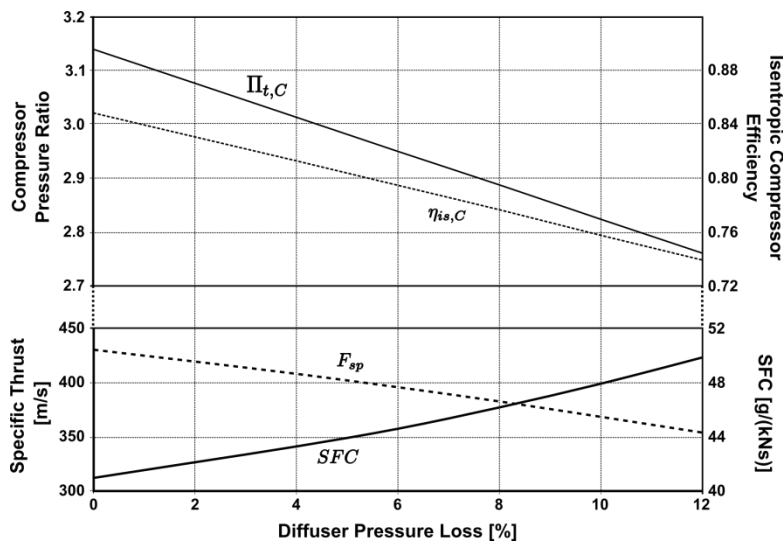


Figuur 7: Temperatuur-entropie diagram voor compressie

Figuur 8 toont de impact van drukverlies in de compressor diffuser op specifiek brandstofverbruik en specifieke stuwkracht. 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 stromingsscheidingen zijn. Verbeterde stator schoepgeometrie kan helpen om het te verminderen.

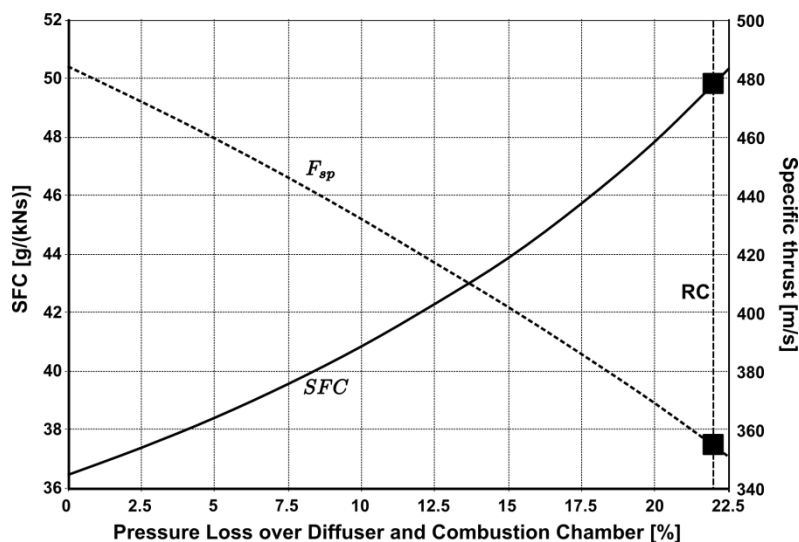


verliezen en daarmee de algehele efficiëntie verhogen. Numerieke analyses op verschillende geometrieën zoals tandem statoren worden momenteel uitgevoerd.



Figuur 8: Effect van drukverlies in de diffusor

Het thermodynamisch relevante effect van compressor diffusorverliezen is de vermindering van de turbine-inlaatdruk en daardoor 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 gevarieerd. Het effect op  $sp$  is alleen afhankelijk van de som van beide drukverliezen.

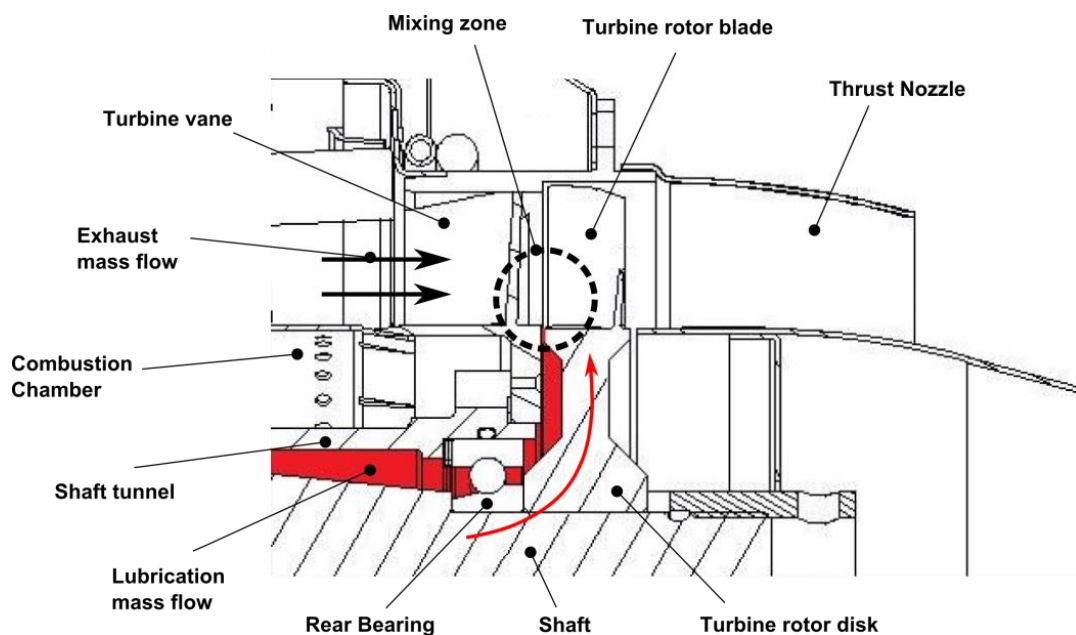


Figuur 9: Gecombineerd effect van drukverlies in de diffusor en de verbrandingskamer (Referentiecycclus RC bij 22,1 procent)

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 hoeksi mpuls uit de stroom niet volledig verwijdert. 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.

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 smeermiddel brandstofmassastroom terug te voeren naar de verbrandingszone. Dit zou kunnen worden bereikt door holle turbinevleugels die naar de verdamper 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 stalen 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

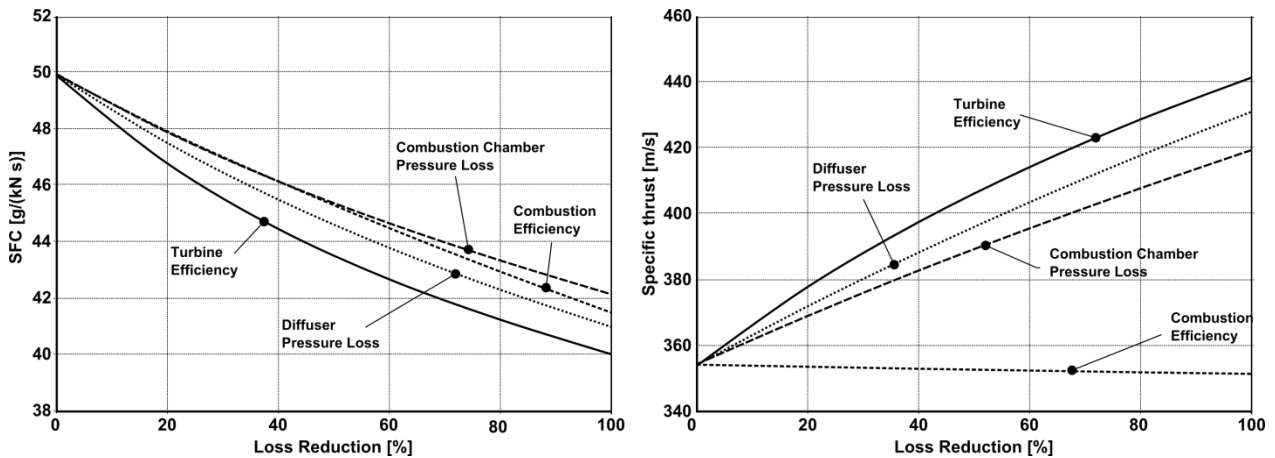
## 5.2 Vergelijking van verliesfactoren op prestaties

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.  $_{ref}$  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

en specifieke stuwkracht. 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.

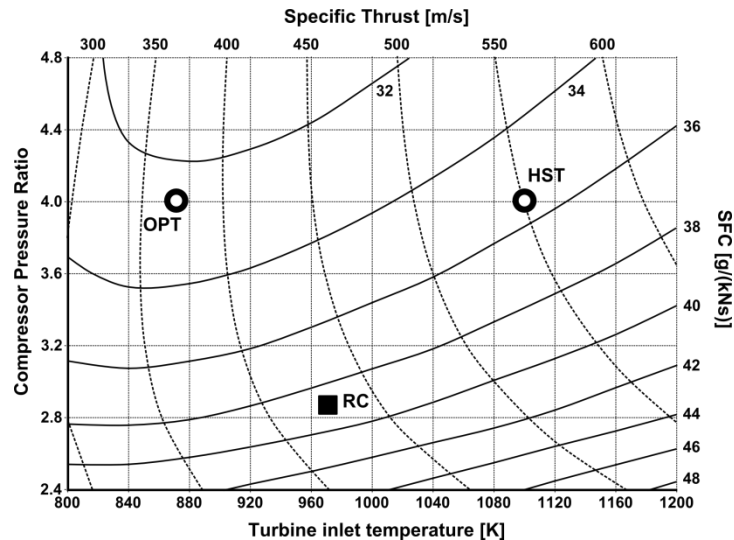
Het effect van de andere drie factoren is kleiner, maar nog steeds significant. De invloed van de verbrandings efficiëntie op specifieke stuwkracht is een uitzondering, aangezien een verbetering alleen de vereiste brandstofmassastroom verminderde. Dit leidt tot een iets lagere uitlaatmassastroom, wat een hogere specifieke arbeidseis van de turbine met zich meebrengt. Het resultaat is een verlaagd enthalpieniveau in het stuwkrachtmondstuk, wat een kleine vermindering van de specifieke stuwkracht 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 recycleren van de smeermassa-stroom in de verbrandingskamer is een methode om zowel de verbrandings efficiëntie als de turbine efficiëntie te verhogen. Bij een aanname 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 stuwkracht 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  $\eta_{s,C}$  van 0.773, een verbrandings efficiëntie  $\eta_{comb}$  van 0.878, een verbrandingskamer drukverhouding  $\pi_{c,c}$  van 0.929 en een turbine efficiëntie  $\eta_{s,T}$  van 0.848. Voor een constante werkbalans tussen de roterende componenten leidt dit tot een verhoogde compressor drukverhouding  $\pi_{c,c}$  van 2.88 door verminderde verliezen in de diffusor. Figuur 12 toont het resultaat van deze casestudy.



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

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 referentiecycclus. De specifieke stuwkracht 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 kon een specifiek brandstofverbruik van 32,5 g/(kNs) worden bereikt (punt OPT in Figuur 12). Vergeleken met de referentiecycclus moet de inlaattemperatuur van de turbine worden verlaagd voor een hogere efficiëntie. Echter, de specifieke stuwkracht neemt toe bij hogere temperaturen. Een inlaattemperatuur van de turbine van 1100 K bij een drukverhouding van 4 zou de specifieke stuwkracht 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 stuwkrachtvereisten. 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 gevoeligheidsanalyse heeft aangetoond dat zeer kleine veranderingen in gemeten gegevens al kunnen leiden tot significante afwijkingen van iteratieve ontwerpisen.

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 diffuser als in de verbrandingskamer beïnvloedt. Bovendien is de verbrandings efficiëntie sterk afhankelijk van de mengkwaliteit, die wordt beïnvloed door de luchtstroomsnelheid en -richting die uit de diffuser 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 stuwkracht 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.

Vanwege de diversiteit aan toepassingen van kleine gasturbines omvat een algehele optimalisatie van kleine gasturbines aanvullende belangrijke aspecten. Naast efficiëntie- en stuwkrachtvereisten 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.

## 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, Kopenhagen, 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] Gieras M., Stankowski T. 2012. Computatieve 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 Toepassingen. 55<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Glasgow, VK