



Toegepaste Energie, 84 (2007) 1102–1116

TOEGEPASTE  
ENERGIE  
[www.elsevier.com/locate/apenergy](http://www.elsevier.com/locate/apenergy)

# Ontwerp, fabricage en bediening van een kleine turbojetmotor voor onderzoeksdoeleinden

Ernesto Benini \*, Stefano Giacometti

*Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Università di Padova, Via Venezia, 1 – 35131 Padova, Italië*

Beschikbaar online 27 juli 2007

## Samenvatting

Een onderzoeksproject is aan de gang aan de Universiteit van Padova om een 200 N statische stuwkrachtmotor te ontwikkelen die zowel voor didactische als onderzoeksactiviteiten kan worden gebruikt. Dit artikel beschrijft in detail alle fasen die nodig zijn om een dergelijke motor op te zetten, inclusief ontwerp, fabricage en bediening. De straalmotor heeft een ééntraps centrifugaalcompressor die een compressieverhouding van 2,66:1 ontwikkelt bij 60,000 rpm, een directe annulaire verbrandingskamer en een ééntraps axiale turbine met 950 K turbine-inlaattemperatuur (TIT). Alle ontwerp- en fabricagedetails worden verstrekt, evenals de bedieningsprocedure samen met experimentele resultaten.

© 2007 Elsevier Ltd. Alle rechten voorbehouden.

Trefwoorden: Kleine turbojet; Turbojetmotor; Ontwerp; Bediening; Verbranding

## 1. Inleiding en achtergrond

In de afgelopen jaren is de interesse in kleine gas-turbine motoren toegenomen voor zowel grondgebonden als voertuigtoepassingen. Kleine turbojetmotoren, in het bijzonder, worden aantrekkelijk vanwege hun potentiële toepassing op op afstand bestuurbare vliegtuigen of op onbemande luchtvaartuigen (UAV's) vanwege hun extreem hoge stuwkracht-gewichtsverhouding [1]. Een aantal voorbeelden van het ontwerp van kleine turbojetmotoren is beschikbaar die minder dan 200 N statische stuwkracht ontwikkelen (bijv. [2,3]) en die zijn afgeleid van grote turbojet-schaalverkleiningsprocedures, maar op een micro-schaal [4]. Echter, een diepgaand begrip van het gedrag van deze motoren is verre van vastgesteld.

\* Corresponding author. Tel.: +39 049 8276767; fax: +39 049 8276785.  
E-mailadres: [ernesto.benini@unipd.it](mailto:ernesto.benini@unipd.it) (E. Benini).

Het gebrek aan kennis betreft bijna alle fasen van de opzet en ontwikkeling van de motor: ontwerp, vervaardiging, bediening en testen van kleine motoren worden gereguleerd door verschillende concepten in plaats van grote vliegtuigpropulsors en vereisen op maat gemaakte procedures.

Het ontwerp van dergelijke machines wordt onvermijdelijk beïnvloed door hun kleine formaat. Voor een gas turbine op millimeter/centimeter-schaal [5] moeten ontwerpers omgaan met technische uitdagingen die vergelijkbaar zijn met die van grote conventionele machines, plus het feit dat traditionele ontwerpeisen niet noodzakelijk van toepassing zijn in de nieuwe ontwerpruimte. Dit betreft vooral het aero-thermo-mechanische gedrag van motorcomponenten, aangezien de thermodynamische cyclus wordt gekenmerkt door relatief hoge bedrijfstemperaturen, zeer lage componentdrukverhoudingen en efficiënties, en hoge rotatiesnelheden van de kernassemblage. In deze context is de rol van de lage Reynolds-getallen op de motorprestaties significant en geeft het de dominantie van wrijvingskrachten boven inertiaële krachten aan. Bovendien kunnen problemen met warmteoverdracht als gevolg van de compacte motor het motorontwerp en de keuze van de kernmotorarchitectuur beïnvloeden. Het resultaat is de noodzaak van een nauwkeurig aero-thermodynamisch ontwerp en, uiteindelijk, een zeer gevoelige motor in termen van bediening en off-design gedrag.

Bovendien zijn problemen gerelateerd aan verbranding enorm, vooral op het gebied van vlamstabilisatie. Dit vereist een nauwkeurig ontwerp van de verbrandingskamer en de opzet van een efficiënte recirculatie binnen de primaire zone van de verbranding.

Ook de fabricageaspecten zijn bijzonder voor deze motoren vanwege hun kleine formaat. Onderdelen draaien met zeer hoge snelheden ( $>30,000$  rpm), waardoor balanceren cruciaal wordt voor een veilige en duurzame bediening. Dit houdt in dat draaiende delen met zeer hoge precisie moeten worden bewerkt. Het gebruik van lagers met uitstekende stijfheid en dempingseigenschappen is daarom van primair belang.

De Universiteit van Padova is bezig met een project dat gericht is op het ontwikkelen van kleine turbojetmotoren voor onderzoeks- en educatieve doeleinden. Het uiteindelijke doel van dit project is om de nodige competentie te verwerven om dergelijke motoren te ontwerpen, te fabriceren, te bedienen en te testen.

## 2. Ontwerp specificaties

Bij het definiëren van de specificaties voor de turbojetmotor dachten we aan een compact, lichtgewicht en mogelijk kosteneffectief systeem dat in staat was om ongeveer  $200$  N stuwkracht te ontwikkelen onder ISO-omstandigheden, een keuze die we als redelijk identificeerden voor een effectief onderzoeks-/didactisch experiment zonder buitensporige uitgaven met betrekking tot de aandrijving en de testbank. Deze kenmerken werden bereikt volgens enkele basis thermodynamische en mechanische regels, die als volgt worden beschreven:

1. Kies een eenvoudige open Brayton-Joule thermodynamische cyclus om het algehele ontwerp en de systeemarchitectuur zo eenvoudig mogelijk te maken, en zo enige cycluscomplexiteit te vermijden, zoals interne regeneratie, luchtafvoer, bladcooling, enz.
2. Neem een turbine-inlaattemperatuur die kleiner is dan  $1000$  K. Hoewel deze keuze de maximale haalbare thermische efficiëntie beperkt tot waarden lager dan  $\eta_{20\%}$  (wanneer de motor onder zeeniveau-omstandigheden werkt), maakt het mogelijk om een goedkope staalsoort te gebruiken voor de constructie van de turbineonderdelen.
3. Kies een enkele-asconfiguratie. Een dergelijke eigenschap heeft een positieve impact op het gewicht en de grootte van de motor, evenals op de eenvoud van de componenten, hoewel het de motor minder flexibel maakt in zijn bediening.

4. Gebruik turbomachinerie en rotordynamica-ontwerp met standaardtechnologie, zonder enige variabele geometrie-apparaat en gebruik standaard kogellagers om de kernmotor te ondersteunen.
5. Gebruik een uitlaatmondstuk met een convergente vorm, zodat de stroom altijd subsonisch is bij de uitlaat van de motor, behalve wanneer de motor in een verstikkingsconditie werkt.

### 3. Ontwerpprocedure van de turbojetmotor

De volgende stappen hebben we gevolgd bij de ontwikkeling van de turbojet.

#### 3.1. Ontwerp en analyse van de thermodynamische cyclus

Een simulator voor de Brayton–Joule cyclus werd gebruikt om de prestaties van de turbojetmotor te voorspellen; de simulator werd geïmplementeerd zoals in detail beschreven in [6]. In het thermodynamische model werden de volgende aannames gedaan:

- De omgevingsdruk en temperatuur van de lucht zijn respectievelijk 288,15 K en 101.3 kPa.
- Lucht gedraagt zich als een semi-ideaal gas met specifieke warmte die varieert met de temperatuur.
- De brandstof/luchtmengsel gedraagt zich als een semi-ideaal equivalent gas, waarbij de enthalpie, entropie en specifieke warmte afhankelijk zijn van de temperatuur en de brandstof/lucht gelijkwaardigheidsverhouding [7].
- De isentropische efficiëntie van de inlaat is  $\eta_{s0} = 0.97$ .
- De isentropische efficiëntie van de compressor is  $\eta_{s0} = 0.78$ .
- De efficiëntie van de brander is 0.94.
- De pneumatische efficiëntie van de verbrandingskamer is 0.9.
- De isentropische efficiëntie van de turbine is  $\eta_{s0} = 0.8$ .
- De isentropische efficiëntie van de nozzle is 0.98.
- De nozzle is niet geblokkeerd.

De brandstof wordt verondersteld vloeibare kerosine te zijn voor residentieel gebruik met een verbrandingswaarde van 42.700 kJ/kg.

Met dergelijke hypothesen werd een parametrische analyse uitgevoerd om de cyclusdrukverhouding af te leiden die de maximale motor specifieke stuwkracht van 377 N/(kg/s) garandeerde. Daarom werd een drukverhouding van 2,66 geselecteerd en een maximale cyclus-temperatuur van 950 K werd dienovereenkomstig aangenomen. Bijbehorend, voor de ontwerpstuwkracht van 200 N op het vaste punt, is de luchtmassastroom 0.53 kg/s. De andere relevante parameters van de cyclus worden gerapporteerd in Tabel 1.

#### 3.2. Compressor design

Voor kleine, compacte en lichte straalmotoren is de keuze voor een ééntraps centrifugaalcompressor met een tweetraps diffuser (radiaal en deswirl) verplicht [8]. Met behulp van de ontwerpdata uit de cyclusstudie werden de impeller en diffuser ontworpen volgens de procedure die is uiteengezet door [8,9]. Ter vereenvoudiging hebben we besloten een impeller met radiale bladen te ontwerpen, omdat deze typologie gemakkelijker te vervaardigen is, ook al wordt erkend dat deze niet zo optimaal is als een achterwaarts gebogen bladen impeller [8,10,11] wat betreft piek efficiëntie en deellastwerking.

De eerste stap bestond uit een één-dimensionale berekening van de impeller en de diffuser, inclusief verlies- en afwijkingscorrelaties die door Aungier zijn geleverd [13].

Tabel 1 Relevante parameters bij vast punt operatie uit de cyclusanalyse

Vereiste statische stuwkracht bij ISO-omstandigheden	200 N
Inlaat temperatuur van de turbine (TIT)	950 K
Compressieverhouding	2.66
Leveringsdruk van de compressor	262 kPa
Leveringstemperatuur van de compressor	407 K
Inlaatdruk van de turbine	246 kPa
Uitlaatdruk van de turbine	137 kPa
Uitlaattemperatuur van de turbine	847 K
Brandstof/luchtverhouding	0.0137
specifieke stuwkracht	377 m/s
Nominale snelheid	60.000 tpm
thermische efficiëntie	12%

Vervolgens werd een driedimensionaal model van de compressor geïmplementeerd en gesimuleerd met behulp van een Navier–Stokes-oplosser (Ansys CFX 10©), waarbij een “stage” interface tussen de impeller en diffuser werd aangenomen tijdens de berekeningen [12], een uittreksel hiervan is weergegeven in Fig. 1. De simulaties voorspelden de waarden voor de compressieverhouding en isentropische efficiëntie, die verschilden van die in de eerste-cyclusanalyse. Daarom werd een nieuwe simulatie van de motorcyclus uitgevoerd en werd een herontwerp van de compressor dienovereenkomstig uitgevoerd. Deze procedure werd herhaald totdat convergentie van cyclusanalyse en componentprestaties succesvol werd bereikt. De uiteindelijk ontworpen compressor (Figs. 2 en 3) had een impeller met 20 radiale bladen (inclusief 10 s splitterbladen voor het verbeteren van de stroomgeleiding bij deellastwerking), een buitendiameter van 129 mm, een inlaatdiameter van 74 mm en een tip snelheid op het ontwerppunt (60.000 tpm) van 405 m/s. De downstream diffuser heeft 19 radiale en 38 deswirlbladen, waarbij de laatste zijn ontworpen om een axiale luchtstroom te bieden zonder te veel draaiing in de verbrandingskamer

(de hoeveelheid draaiing moet worden beperkt tot het gedeelte van de uitgang van de compressorimpeller tot de inlaat van de verbrandingskamer om te voorkomen dat er hier te grote drukverliezen optreden).

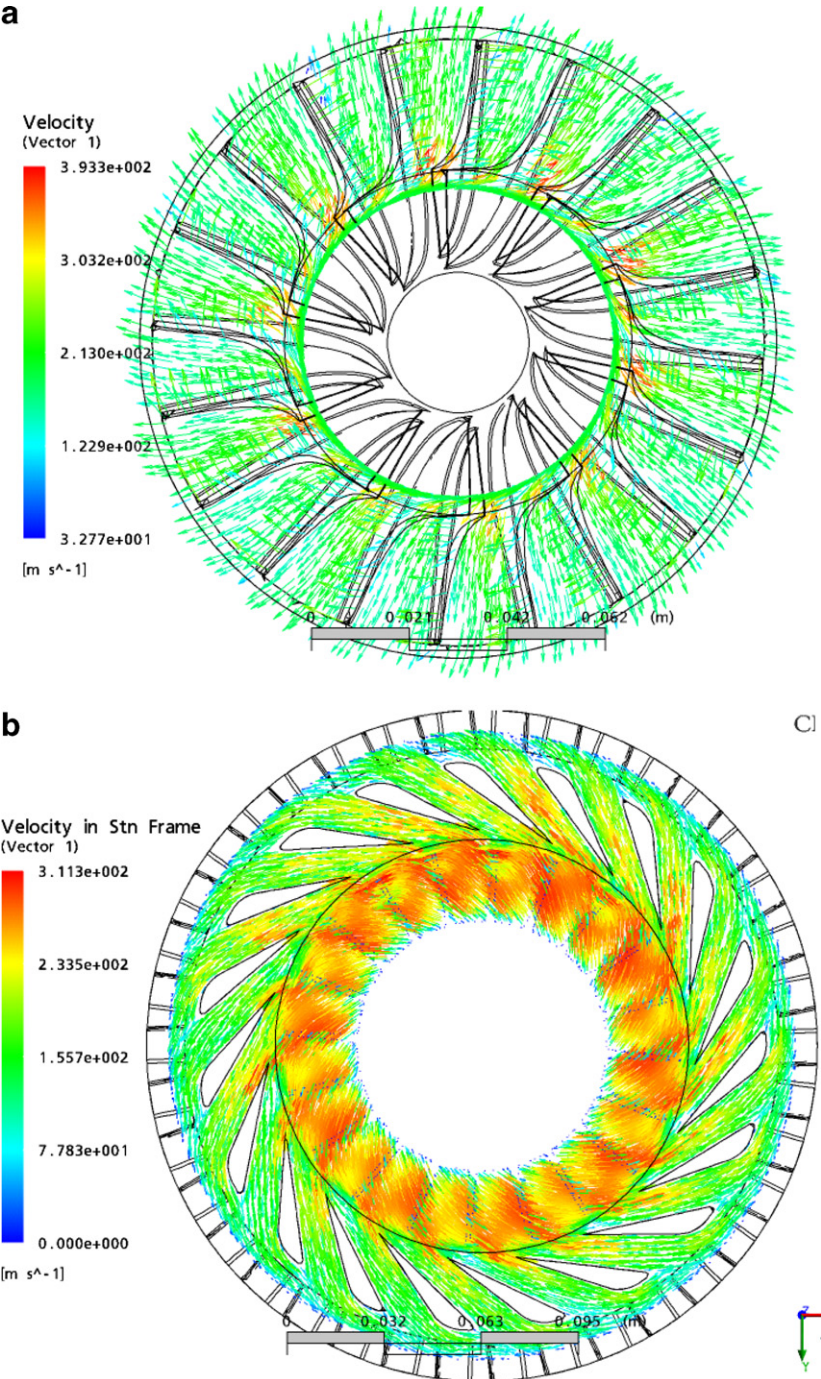
De voorspelde kaarten van de compressor zijn geïllustreerd in Fig. 4.

De compressorimpeller is verkregen uit één stuk Aluminiumlegering (Ergal) met behulp van een 5. as numerieke controlemachine. De diffuser is op dezelfde manier geconstrueerd uit een stuk magnesium. De compressorbehuizing is uiteindelijk verkregen uit gesmeed magnesium.

In deze motor is een typische belmondvormige inlaat gebruikt om goede inlaatstroomkenmerken voor de compressor te waarborgen, aangezien er statische stuwkracht moet worden ontwikkeld [14]. De inlaat en compressorbehuizing zijn twee afzonderlijke onderdelen gemaakt van een aluminiumlegering. De bewerking van de rotorbehuizing moest zeer nauwkeurig zijn. Grote puntafstanden zijn nadelig voor de algehele motorprestaties en de efficiëntie van de compressor, vooral bij kleine inlaatdiameters. De puntafstanden zijn rond 0.2 mm gehouden, het minimum dat praktisch is voor de controle en uitlijning van radiale en axiale rotorverplaatsing.

### 3.3. Ontwerp van de verbrandingskamer

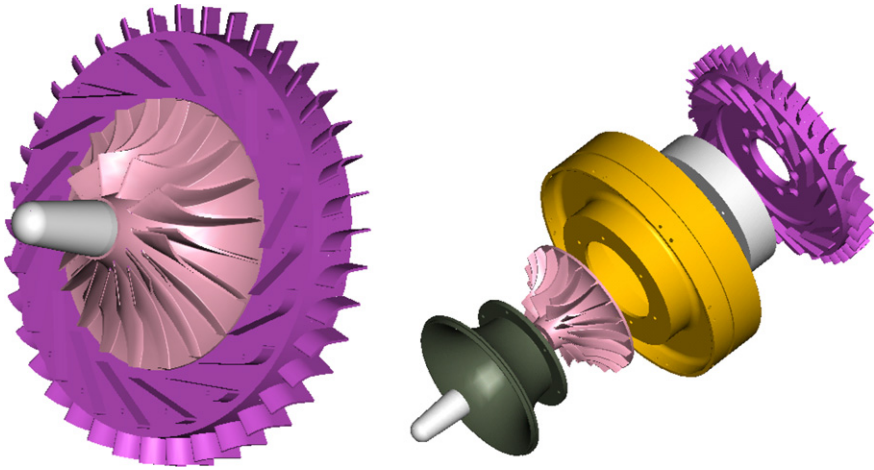
Zoals men zou verwachten, is het ontwerp van de verbrandingskamer een zeer gecompliceerde taak in kleine gasturbine-motoren, waarbij de grootte beperkt wordt door de sterke koppelingproblemen met betrekking tot de compressor en turbine, evenals typische constructieve beperkingen op de aslengte en diameter. Deze



Figuur 1. Snelheidsveld in (a) de impeller en (b) de diffuser verkregen uit de CFD-simulatie van de compressor bij 60.000 tpm.



de vereisten hebben onze aandacht gericht op een bepaald type verbrandingskamer, namelijk een directe-flow annulaire kamer. Deze indeling wordt geïllustreerd in Figs. 5, 6 en 10: de lucht die de compressor verlaat, ondergaat een vrij plotselinge diffusie binnen de ruimte tussen de uitlaat van de compressor diffuser en de wand van de verbrandingskamer, en wordt vervolgens direct gedwongen de kamer binnen te gaan

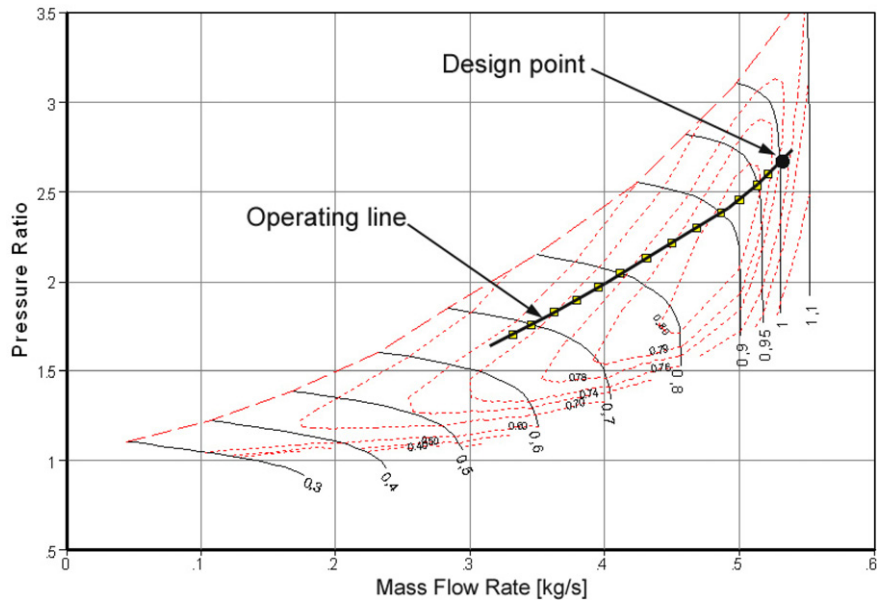


Figuur 2. Computerrepresentatie van de compressorassemblage.

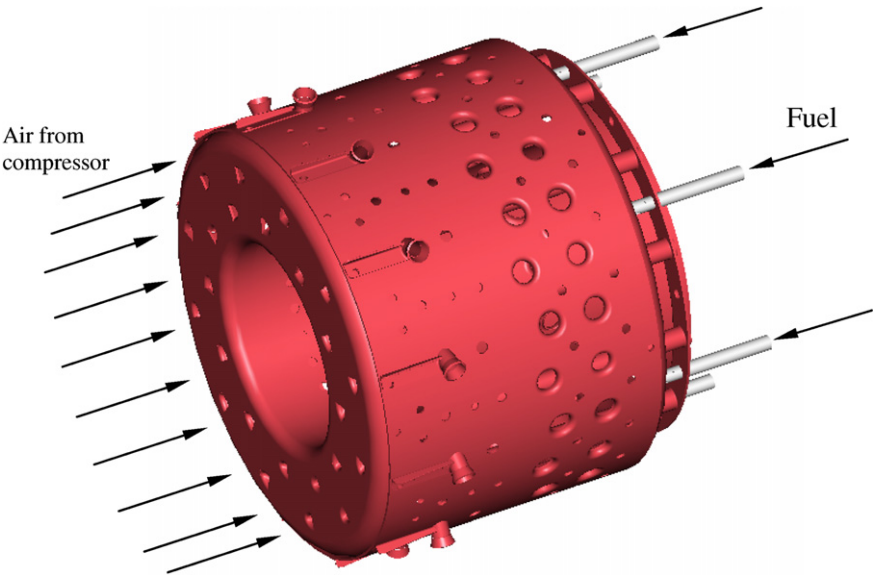


Figuur 3. Foto's van de vervaardigde compressor.

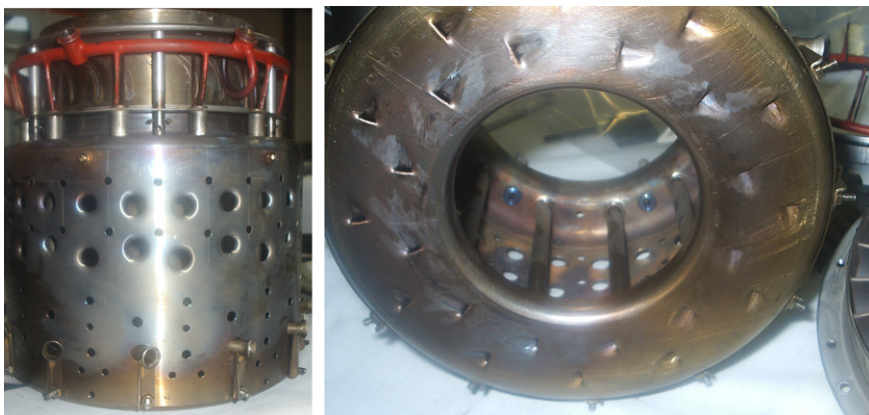
hoewel er circumferentiële gaten zijn (dus zonder het gebruik van een swirlermondstuk), waar het mengt met de verdampte brandstof die tegen de luchtstroom van de cilindrische brandstofinjetorbuizen aanstoot. De menging wordt versterkt door de aanwezigheid van turbulators, en de recirculatie in de



Figuur 4. Voorspeld compressor kaart.



Figuur 5. Computerrepresentatie van de verbrandingskamer.



Figuur 6. Foto's van de geconstrueerde verbrandingskamer.

De primaire zone wordt gecreëerd door de interactie tussen de primaire lucht die de verbrandingskamer binnenkomt en de luchtstralen die van buiten de wand binnenkomen.

De belangrijkste voordelen van deze configuratie zijn vergelijkbaar met die van de traditionele annulaire verbrandingskamer van grote motoren [15]: bevredigende brandstof-lucht menging, compactheid, lichtheid en efficiënte wandkoeling. In feite vertoont deze opstelling geen overmatige oppervlakte-tot-volume verhouding van de wand, zoals bij omgekeerde-stroom verbranders. Het belangrijkste nadeel is echter de relatief slechte aerodynamische prestaties door het hoge drukverlies dat optreedt in de diffusiezone.

Het ontwerp van de verbrandingskamer is uitgevoerd volgens de regels die door Lefebvre zijn vastgesteld. [15]: Twee belangrijke kwesties zijn overwogen en leiden tot een gecompliceerd ontwerp, namelijk een correcte primaire-zone recirculatie en het probleem van vlam stabilisatie.

De zogenaamde wervelbladen bij de ingang van de verbrandingskamer, een oplossing die veel wordt gebruikt in grote gasturbines, werden niet gebruikt vanwege moeilijkheden bij de fabricage en omdat de brandstof niet bedoeld was om te worden geïnjecteerd via individuele spuitmonden. In plaats daarvan heeft grootschalige primaire-zone recirculatie met een klein aantal grote luchtstralen uiteindelijk geleid tot het succesvolle ontwerp. Wanneer deze recirculatieopeningen correct zijn geplaatst, verbeteren ze de menging en de stabiliteit van de verbranding aanzienlijk, en de testruns resulteerden in een vlekkeloze verbrandingskamer.

Wat betreft vlamstabiliteit verdienen enkele kwesties bespreking. Zoals algemeen bekend is, zijn de stabiliteitslimieten voor aanhoudende verbranding met betrekking tot de brandstof-luchtverhouding breed, maar deze limieten zijn veel nauwer voor ontsteking. Daarom zijn goede ontstekingskenmerken sterk afhankelijk van het brandstofinjectorontwerp en de haalbare atomisatiekwaliteit. Een goed geatomiseerde of verdampte brandstof (bij voorkeur dicht bij de stoichiometrische brandstof-luchtverhouding) is vereist in de primaire zone, vooral bij lage rotatiesnelheden, wanneer de luchttemperatuur en druk bij de ingang van de verbrandingskamer bijna gelijk zijn aan de omgeving. Dit is vooral nadelig voor de ontstekingsprestaties vanwege het grote verlies aan ontstekingswarmte en de zeer slechte brandstofatomisatiekwaliteit die daadwerkelijk kan worden bereikt.

Hoogwaardige brandstofatomisatie met behulp van eenvoudige opening mondstukken werd onderzocht, maar kleine hoogpresterende opening mondstukken vereisen hoge brandstofdrukken en zware onboard boost-pompen om fijne brandstofniveaus te bereiken. Bovendien hebben ze de neiging om grote nevelkegelhoeken te creëren, en een fijnere brandstofnevel betekent een grotere kegelhoek. De warmteoverdracht veroorzaakt door de inslag van brandende druppels op de binnenwand van de wand is hoog, vooral in een zeer



kleine verbrandingskamer. Om deze redenen bood brandstof voorverdamping de beste oplossing. Het ontwerp bestaat uit een brandstof voorverdampingsmanifold dat zich binnen de verbrandingskamer bevindt. Omdat de brandstof en de verbrandingskamer koud zijn bij het opstarten, kan de brandstof niet worden voorverdampt tenzij deze vlak voor de ontsteking tot zijn hoge verdampingstemperaturen wordt verwarmd, wat omslachtig is. De oplossing was om aardgasbrandstof te gebruiken voor opstarten en ontsteking. Dit laatste werd bereikt door een ontstekingsunit die in eigen huis is ontwikkeld.

Er werd een kerosinebrandstof geselecteerd voor de bediening van deze turbojetmotor na de opstart. Bij minimale stationaire snelheid wordt de overgang naar kerosinebrandstof geïnitieerd via dezelfde gasleiding, met gebruik van gesynchroniseerde kleppen. De al hete gassen in de verbrandingskamer verwarmen vervolgens de brandstof in de leiding tot een hoog verdampingsniveau voordat deze de verbrandingskamer binnenkomt. Kerosine heeft goede verbrandingskenmerken wanneer het goed verdampt en is veel veiliger om mee om te gaan dan benzine of vloeibaar petroleumgas. Hoewel het zeer ontvlambaar is, heeft kerosine minder de neiging om snel explosieve mengsels te vormen wanneer er een lek optreedt, zoals van pompen of toevoerleidingen. Veiligheid bij het omgaan met brandstof en de bediening van de motor is een serieus ontwerpprobleem geweest. Ten slotte, aangezien kerosine bij hoge temperaturen de neiging heeft om coke te produceren als gevolg van de thermische kalking van koolwaterstoffen, waren we bijzonder bezorgd over de vorming van een cokeslaag op de binnenwand van de verdamper.

Het gebruik van kerosine vereiste wel de toevoeging van een versterkerpomp voor brandstofpersing. De grootste moeilijkheid met kerosinebrandstof was de juiste verdamping binnen de beperkte ruimte van de verbrandingskamer. Voldoende marges in temperatuur (thermische stress) en rotorsnelheid

(componentbelastingen) zijn verstrekt om een lange levensduur te waarborgen, met name voor de componenten in het hete gedeelte. De maximale werktemperatuur van de turbine-inlaat van 1000 K is gebleken ver onder de capaciteit van de turbine te liggen. De geconstrueerde verbrandingskamer

(met AISI 316L staal) is afgebeeld in Fig. 6.

### 3.4. Turbineontwerp

Als gevolg van het ontwerp van de verbrandingskamer, en dus vanuit kennis van de vloeistof/massa-stroom die moet worden uitgebreid, evenals de stagnatietemperatuur en druk van de vloeistof bij de uitgang van de verbrandingskamer, werd een eentraps, axiale-stroomturbine geselecteerd als de voorkeurconfiguratie om de compressor aan te drijven. Het bestaat uit een mondstukrij en een  $a_0$ .55 reactieturbinewiel. De profielen van het mondstuk en de rotor zijn interne evoluties van de standaard  $A_{A_3K_7}$  luchtprofielen die we hebben bestudeerd om een bevredigende prestatie te verkrijgen vanuit zowel aerodynamisch als structureel oogpunt. Ze zijn daadwerkelijk afgeleid met behulp van een voorgeschreven kromming turbineblad methode [19].

Het voorlopige ontwerp werd uitgevoerd met behulp van een eendimensionale procedure op de gemiddelde straal van de turbine, volgens de welbekende procedure geïllustreerd door Horlock [18] en met gebruik van verliescorrelaties gegeven door Craig en Cox [17] en de afwijkingscorrelatie uitgedrukt door Ainley en Mathienson [20]. De mondstukrij had 25 b bladen met constante verspringhoeken met de straal, terwijl een vrije-wervelcriterium werd gebruikt om de hoeken op verschillende stralen van de 29 rotorbladen te bepalen (Fig. 7). De optimale soliditeit van elke bladrij werd gevonden met behulp van het Zweifelcriterium, echter werd de tangentiële-liftcoëfficiënt ingesteld op 1.1, zoals voorgesteld in [16]. Op deze manier werd de belasting op het blad verhoogd ten opzichte van de conventionele ontwerpmethodes.

De mondstukbladrij is geconstrueerd met behulp van refractaire staal 310S. Aan de andere kant is het materiaal dat gebruikt wordt voor turbine rotorbladen een W302 staal (beide componenten zijn

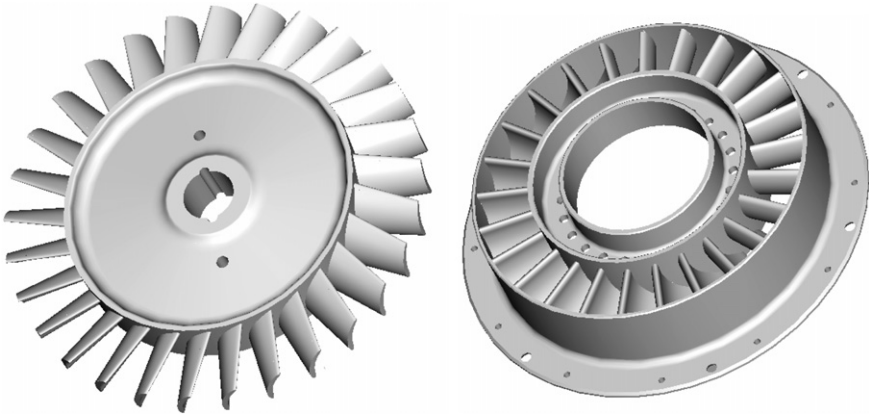


Fig. 7. Computerrepresentatie van de turbine rotor (links) en mondstukken (rechts).

weergegeven in Fig. 8). De compressor en turbine zijn verbonden met een V V145 staal as die wordt ondersteund door een paar voorbelaste kogellagers. Het rotor-lager module is nauwkeurig uitgelijnd en gebalanceerd met alle andere componenten om de speling van de tips van zowel de compressor als de turbine te beheersen.

Beide lagers worden gesmeerd en gekoeld met olie die via een buis door de compressorbehuizing vanuit de extern gemonteerde tank wordt aangevoerd. Dit smeermiddelolie systeem is van het totaalverlies type.



Fig. 8. Foto's van de vervaardigde turbine.

Tijdens normale bediening is slechts een beetje olie nodig. Een gesloten systeem zou te zwaar en te moeilijk te ontwerpen zijn, en zou een te complexe afdichtingsoplossing vereisen. De olieflow wordt geregeld door een klein gaatje van een gepatenteerde maat, en de olie wordt naar beide lagers geleid met behulp van compressorafvoerlucht. Voor de opstart, wanneer er geen druk beschikbaar is, wordt de olie handmatig aangevoerd. Alle olie gaat uiteindelijk verloren in de uitlaatkanaal waar het wordt meegevoerd met de hete gassen.

### 3.5. Ontwerp van de mondstuk

Er is een eenvoudige convergente uitlaatmond ontworpen met een effectieve uitgangsoppervlakte van  $6013 \text{ cm}^2$ , waardoor de mond niet verstopt raakt op het ontwerppunt. Dit onderdeel is gebouwd van AISI 316L staalplaten en vervaardigd zoals geïllustreerd in Fig. 9.

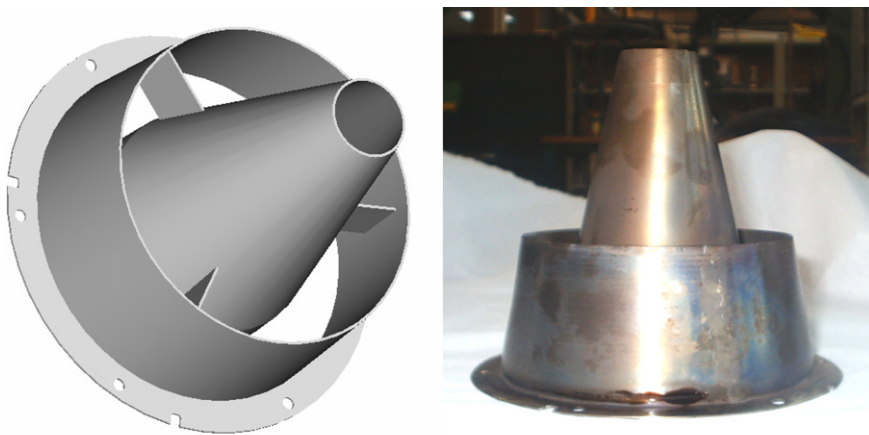


Fig. 9. Afvoermondstuk: Computerrepresentatie (links) en vervaardigd onderdeel (rechts).

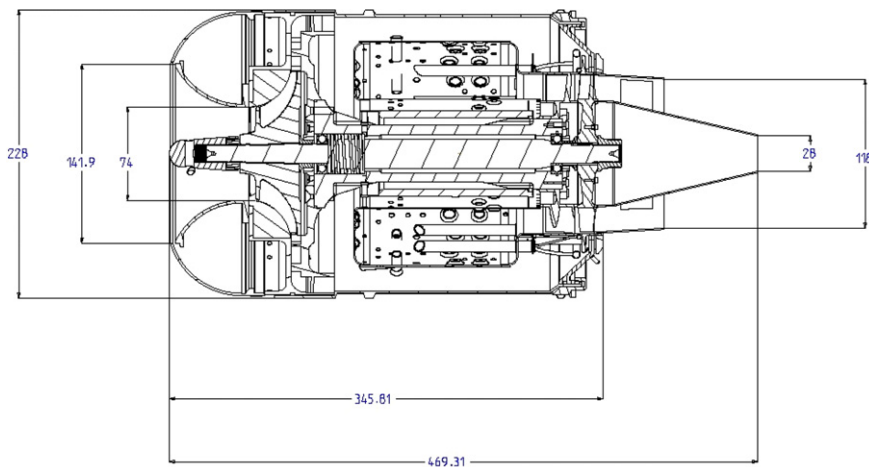


Fig. 10. Tweedimensionale tekening van de ontworpen turbojet (afmetingen in mm).

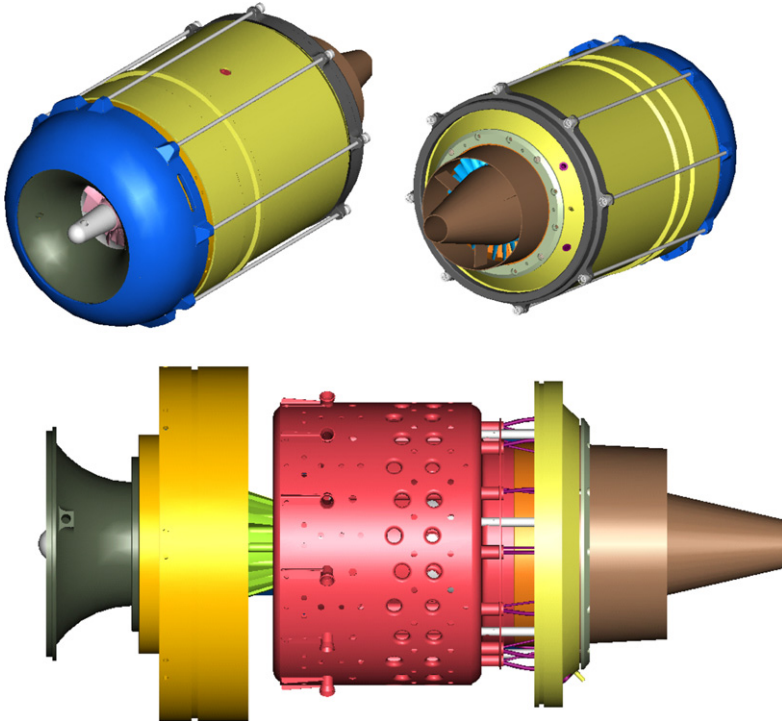


Fig. 11. Computerrepresentatie van de ontworpen turbojet.

### 3.6. Assemblage Ontwerp

Een modulaair ontwerpconcept is gedurende de hele motor gehandhaafd. Alle componenten zijn ontworpen om gemakkelijk te worden vervaardigd en geassembleerd. De turbojetmotor is verdeeld in verschillende modules die worden samengevoegd met behulp van bouten, perspassingverbindingen en speciale klemmen. Figs. 10 en d 11 tonen een meridionale sectie en een driedimensionaal overzicht van de assemblage.

## 4. Turbojet testen

De ontwikkelde turbojet, na een nauwkeurige balans van de kernassemblage, werd gemonteerd en getest op een testopstelling, waarbij de rotatiesnelheid, de statische uitlaattemperatuur van hete gassen, de statische ontlaaadruk van de compressor, de stuwkracht (statisch), de lager- en olietemperatuur, en de brandstofdruk en -temperatuur gemeten kunnen worden.

### 4.1. Testopstelling en instrumentatie

De testopstelling bestond uit een bank waar de motor is gemonteerd, zoals weergegeven in Fig. 12. De testopstelling is uitgerust met de volgende instrumentatie:

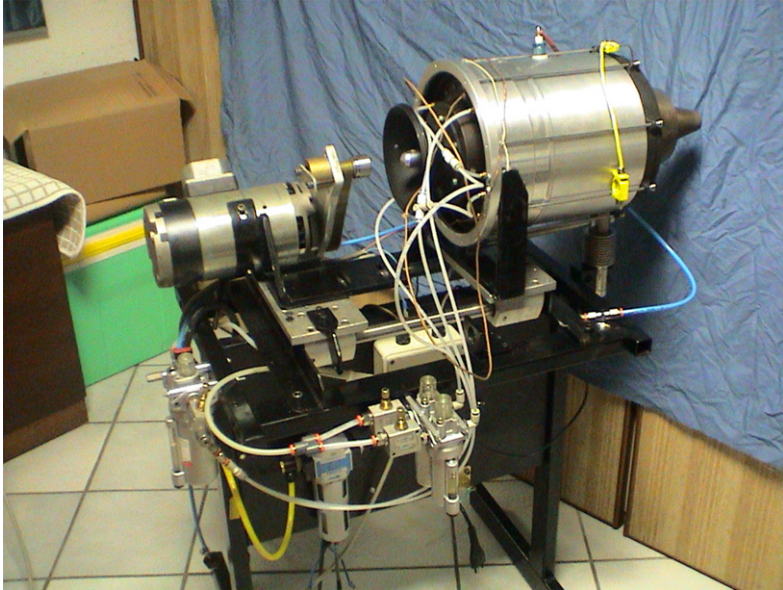


Fig. 12. De turbojet gemonteerd op de testopstelling.

- (1) Drie geïsoleerde thermojuncties van het K-type, die stroomafwaarts van de turbine rotor zijn geplaatst.
- (2) Een analoge Bourdon-type manometer, verbonden met statische drukpunten geplaatst bij de uitlaat van de compressor.
- (3) Een lastcel voor het meten van de stuwkracht die door de motor wordt ontwikkeld.
- (4) Een magnetische tachometer, waarmee het rotatieregime van de motor kan worden gemeten.
- (5) Een volumetrische tandwielpompe voor het pompen van de brandstof in de verbrandingskamer.
- (6) Een elektrische motor voor het starten van de motor (d.w.z. totdat zelfbediening is bereikt).
- (7) Een ontstekingsunit voor de vonkontstekingsseenheid.
- (8) Gesynchroniseerde regelkleppen voor zowel aardgasbrandstof als kerosine.
- (9) Een oliepompe voor de smering van de lagers.

#### 4.2. Testprocedure en resultaten

Bij het opstarten van de motor wordt elektrische energie van de hulpmotor gebruikt om de kernassemblage tot ongeveer 10, 000 r pm te versnellen.

Op dit moment wordt de ontsteking ingeschakeld, de aardgasbrandstofklep geopend en vindt de ontsteking plaats, waardoor de motor verder versnelt naar zijn minimale stationaire snelheid van ongeveer 20, 000 r pm. Vanaf dit punt wordt de elektrische motor losgekoppeld en werkt de motor zelfstandig. De geproduceerde stuwkracht kan vrij eenvoudig worden geregeld door in te grijpen op de brandstofstroom, wat op zijn beurt de actuele rotatiesnelheid van de turbojet bepaalt.

De overstap van aardgasbrandstof naar kerosine wordt gerealiseerd met hetzelfde brandstofverdeel systeem, door gelijktijdig de gasbrandstofklep te sluiten en de vloeibare brandstofklep te openen. Tijdens de overstap draait de turbojetmotor op een mengsel van gasbrandstof en kerosine.



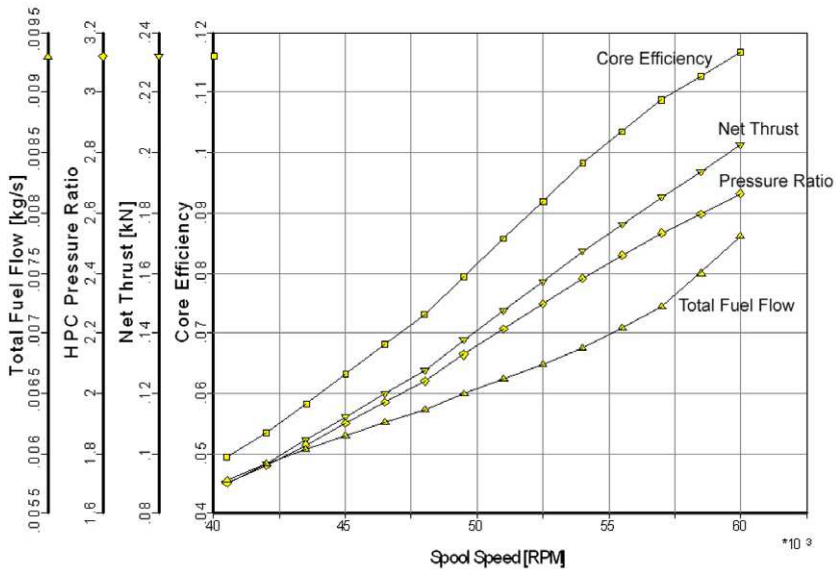


Fig. 13. Prestatie testresultaten.

Dit proces duurt enkele seconden. Deze methode is zeer succesvol gebleken. Verdere versnelling naar de maximale continue snelheid van de motor van 60,000 rpm kan dan worden geïnitieerd.

De belangrijkste resultaten van de tests (Fig. 13) zijn de krommen die de statische netto duwkracht, het totale brandstofverbruik, de statische compressieverhouding en de thermische efficiëntie met elkaar verbinden.

(ook wel kern efficiëntie genoemd) ten opzichte van de rotatiesnelheid van de motor.

Momenteel heeft de motor meer dan 500 h bediend en presteerde deze goed zonder een afname in prestaties; bovendien hebben we geen cokesvorming op de wanden van de verdampers geregistreerd, maar verdere langdurige prestatietests moeten worden uitgevoerd om het gedrag van de verbrandingskamer in de loop van de tijd te analyseren.

## 5. Conclusies en toekomstige onderzoeken

Er is een grote hoeveelheid onderzoek uitgevoerd aan de Faculteit Werktuigbouwkunde, Universiteit van Padova, om een kleine, goedkope 200 N-duwjetmotor te ontwerpen en te ontwikkelen die kan worden gebruikt voor onderzoeks- en didactische doeleinden. Het project maakte het mogelijk om de nodige expertise te verwerven om zelf een dergelijke motor te ontwerpen, te vervaardigen, te bedienen en te testen, en legde de basis waarop verder onderzoek kan worden uitgevoerd. In feite zullen de volgende stappen gericht zijn op het verbeteren van de motor efficiëntie door een verhoging van de cyclusdrukverhouding en de turbine-inlaat temperatuur (waarvoor het gebruik van super nikkel legeringen en/of keramische materialen verplicht is), gevolgd door uithoudings- en betrouwbaarheidstests.

## Referenties

- [1] Chu HH, Chiang Hsiao-Wei. Ontwikkeling van luchtvaarttechnologie – Ontwikkeling van kleine gasturbines. Taiwan, ROC: Luchtvaart Ontwikkelingsplanning, Nationale Raad voor Wetenschap; 1996. p. 4–22.

- [2] Jackson AJB, Laskaridis P, Pilidis P. Testbed voor kleine aero gasturbines voor onderwijs en voor samenwerking tussen universiteiten en industrie. ASME Paper GT-2004-54334 ; 2004.
- [3] Davison CR, Birk AM. Opzet en operationele ervaring met een micro-turbine motor voor onderzoek en onderwijs. ASME Paper GT-2004-53377 ; 2004.
- [4] Epstein AH. Millimeter-schaal, MEMS gasturbine motoren. ASME Paper GT-2003-38866 .
- [5] Rodgers C. Enkele effecten van grootte op de prestaties van kleine gasturbines. ASME Paper GT-2003-38027 ; 2003.
- [6] Hill PG, Peterson CR. *Mechanica en thermodynamica van voortstuwing*. Reading (MA): Addison-Wesley; 1992.
- [7] Cumpsty N. *Jetpropulsie*. Cambridge: Cambridge University Press; 1997.
- [8] Japikse D. *Ontwerp en prestaties van centrifugaalcompressoren*. Wilder, Vermont: Concepts ETI, Inc.; 1994.
- [9] Whitfield A, Baines NC. *Het ontwerp van radiale turbomachines*. Londen, VK: Longman; 1990.
- [10] Zangeneh M, Goto A, Harada H. Over de ontwerpseisen voor de onderdrukking van secundaire stromen in centrifugale en gemengde-flow impellers. ASME J Turbomachinery 1998;120:723–35.
- [11] Benini E. Optimale Navier–Stokes ontwerp van compressor impellers met behulp van evolutionaire berekeningen. Int J Comput Fluid Dyn 2003;17(5):357–69.
- [12] Benini E, Toffolo A, Lazzaretto A. Experimentele en numerieke analyses ter verbetering van de prestaties van een microturbine-diffuser. ExpThermal Fluid Sci 2006;30(5):427–40.
- [13] Aungier RH. *Centrifugale compressoren – Een strategie voor aerodynamisch ontwerp en analyse*. New York: ASME Press; 2000.
- [14] Cumpsty NA. *Compressor aerodynamica*. VK: Longman Group; 1989.
- [15] Lefebvre AH. *gas-turbine verbranding*. 2<sup>de</sup> druk. Londen: Taylor & Francis; 1999.
- [16] Wilson DG, Korakianitis T. *Het ontwerp van hoog-efficiënte turbomachines en gas turbines*. 2<sup>de</sup> druk. Englewood Cliffs (NJ): Prentice-Hall; 1998.
- [17] Craig HRM, Cox HJA. Prestatievoorspelling van axiale-stroomturbines. Proc Inst Mech Engrs 1971;185( 32/71 ).
- [18] Horlock JH. *Axiale-stroomturbines*. Londen: Butterworths; 1966.
- [19] Korakianitis T. Voorgescreven kromming verdeling luchtvlugels voor het voorlopig geometrisch ontwerp van axiale turbomachines cascades. J Turbomachinery 1993;115(2):325–33.
- [20] Ainley DG, Mathienson GCR. Een onderzoek naar de stroom- en drukverliezen in bladrijen van axiaal-stroomturbines R&M Nr. 2892 (maart). VK: Aeron. Research Comm.; 1951.