

GT T2020-14498

## THERMODYNAMISCH EN MECHANISCH ONTWERPCONCEPT VOOR DE CONVERSIE VAN MICRO-TURBOJET NAAR MICRO-TURBOSHAFT MOTOR

Christoph Ottl, Reinhard Willinger Instituut voor  
Energiesystemen en Thermodynamica Technische  
Universiteit Wien Getreidemarkt 9/302, A-1060 Wien,  
Oostenrijk christoph.oettl@tuwien.ac.at  
reinhard.willinger@tuwien.ac.at

### SAMENVATTING

In dit werk wordt een ontwerpconcept gepresenteerd voor de conversie van micro-turbojet naar micro-turboshaft motor. Dit is gemotiveerd door een gebrek aan beschikbare micro-turboshaft motoren, wat blijkt uit het uitgevoerde marktonderzoek. Het gepresenteerde concept betreft de conversie van een bestaande micro-turbojet motor naar een micro-turboshaft motor voor een specifieke vermogen. De conversie wordt getoond met behulp van de micro-turbojet motor OLYMPUS HP van AMT Nederland. Verder wordt het gelijktijdig ontwikkelde analytische voorlopige ontwerp van de aanvullende eentraps kracht turbine getoond naast een simulatie van de thermodynamische cyclus. Dit is gedaan om de onbekende gasgenerator-uitgangsconditie te verkrijgen, die vergelijkbaar is met de inlaatconditie van de kracht turbine. Binnen de cyclusberekening zijn ook de optredende verliezen door de kleine afmetingen in overweging genomen. Tijdens het ontwerpproces zijn verschillende combinaties van werkcoëfficiënt en gemiddelde diameter van de kracht turbine onderzocht om de vereiste tandwielverhouding voor een gegeven rotorsnelheid te minimaliseren in termen van gewichtsminimalisatie. Om de verliezen in de kracht turbine laag te houden, is de voorlopige bladrij uiteindelijk verbeterd met behulp van CFD-berekeningen.

c absolute snelheid d diameter F  
duwkracht h specifieke enthalpie H  
 $U$  verwarmingswaarde l bladdikte  
 $\dot{m}$  massastroom Ma Mach-getal p  
druk P vermogen  $R_k$  reactiegraad Re  
Reynoldsgetal t bladhelling T  
temperatuur u omtreksnelheid w  
relatieve snelheid  $y^+$  dimensieloze  
wandafstand  $\alpha$  absolute stroomhoek  
 $\beta$  relatieve stroomhoek  $\eta$   
efficiëntie  $\lambda$  werkcoëfficiënt  
 $\phi$  stroomcoëfficiënt  $\Pi$   
drukverhouding  $\Psi$   
Zweifel-coëfficiënt  $\rho$  dichtheid  
 $\omega$  totaal drukverliescoëfficiënt

### NAAMGEVING

een specifiek werkA  
doorstroomgebiedb axiale  
koorde lengte

## Subscripties

4 gasgenerator turbine stator inlaat 5  
 gasgenerator turbine rotor inlaat 6  
 gasgenerator turbine rotor uitlaat 7 kracht  
 turbine stator inlaat 8 kracht turbine rotor  
 inlaat 9 kracht turbine rotor uitlaat 10  
 mondstuk uitgang  $B$  blad  $C$   
 compressor  $in$  initieel  $ex$  uitgebreid  
 $GG$  gasgenerator  $m$  gemiddeld  $P$   
 $\text{propeller } PT$  kracht turbine  $s$   
 isentropisch  $t$  totaal  $T$  turbine  $u$   
 omtreksnelheid  $z$  axiale richting

## Superscripties

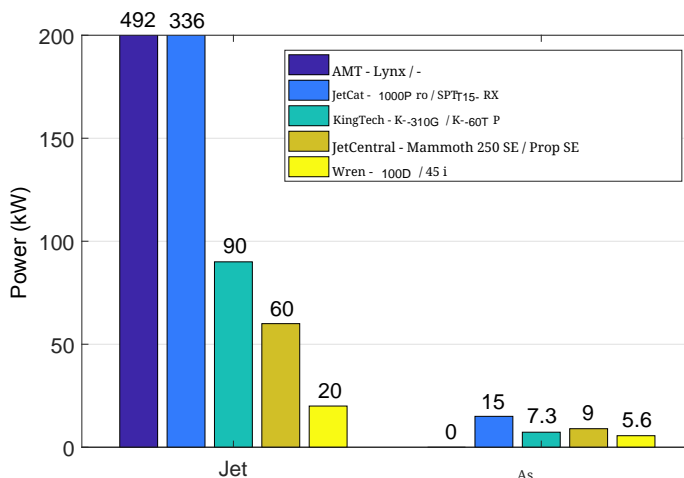
\* initiële  
 — schatting gemiddelde massa

## Afkortingen

CFD computationele vloeistofdynamica  
 EGT uitlaatgastemperatuur GGT  
 gasgenerator turbine ITD tussen  $t$   
 urbine kanaal UAV onbemande  
 luchtvaartuig

## INLEIDING

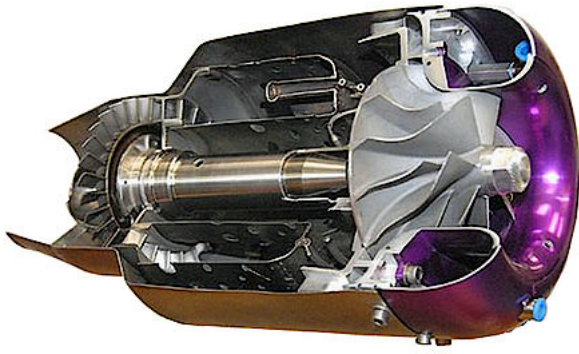
In de afgelopen jaren is de vraag naar onbemande l  
 uchtvaartuigen (UAV) voor privé- en commercieel gebruik zeer snel  
 gegroeid. Verschillende technologieën kunnen worden gebruikt om  
 een UAV van vermogen te voorzien: elektromotor, ver  
 brandingsmotor, gasturbine. Elke technologie heeft zijn specifieke  
 voordelen en nadelen. De gasturbine vertoont een gunstig gedrag van  
 koppel over rotatiesnelheid, evenals lagere trillingen in vergelijking  
 met verbrandingsmotoren bijvoorbeeld. Aan de andere kant is het  
 hoge gewicht van een elektromotor en zijn batterij een nadeel voor  
 elke luchtvaarttoepassing. Omdat de trend naar hogere maximale  
 startgewichten (MTOW) gaat, neemt het vereiste  
 aandrijvingsvermogen toe. Bovendien is asvermogen nodig voor de  
 voortstuwing van drones. Het gepresenteerde motorontwerpconcept is  
 gemaakt voor de vereisten van een enkele copterdrone in hovervlucht.  
 Voor een gegeven MTOW van 25 kg wordt een vermogensbehoefte  
 tussen 20 a en 40 kW, afhankelijk van het ontwerp van de propeller,  
 geschat. Dit ontwerp is niet exact bekend.



**Figuur 1.** MAXIMAAL BESCHIKBAAR AANDRIJFSVERMOGEN VAN MICRO-TURBOJET EN MICRO-TURBOSHAFT MOTORREN

op dit moment, maar de propellerdiameter is ongeveer  $t_0 = 0.7$  m. Een voorlopige marktonderzoek heeft aangetoond dat er geen turboshaft-motoren beschikbaar zijn boven 15 kW, maar straalmotoren voor hogere equivalente vermogensbereiken kunnen echter worden verkregen (Fig. 1, zie ook [1]). Om de ontwerpinspanning te verminderen, kan een bestaande straalmotor daarom worden gebruikt als basis voor een nieuwe turboshaft-motor [1] met een vermogen van meer dan 15 kW. De bestaande turbojetmotor dient als gasgenerator voor de turboshaft-motor, waarbij een tussen turbinekanaal (ITD) de straalluitlaat vervangt en de gasgenerator turbine verbindt met de kracht turbine. Naast de bestaande gasgenerator turbine hoeft alleen de kracht turbine te worden ontworpen. Vanwege het eenvoudige ontwerp van deze laagvermogen motoren is het ontwerpgedeelte van de conversie relatief eenvoudig te realiseren en de bestaande gasgenerator gemakkelijk te integreren. Er zijn al conversies uitgevoerd met behulp van de micro-turbojet motoren JetCat-P-200 [2] en Wren<sub>n100</sub> [3]. In dit artikel zijn gegevens van de Olympus HP motor van AMT Nederland gebruikt voor de conversie [4]. Een dwarsdoorsnede van deze motor is weergegeven in Fig. 2. Aangezien AMT een "Universiteit configuratie" aanbiedt, zijn er al verschillende werken afhankelijk van deze motor gepubliceerd [5–9]. Bakalis en Stamatis [7] hebben al een modelkalibratie gepubliceerd voor educatieve doeleinden met betrekking tot deze motor. Een breed scala aan prestatiegegevens van de Olympus HP onder transiënte bedrijfsomstandigheden is ook gepubliceerd door Leylek et al. [5] en Leylek [6], evenals door Rahman en Whidborne [8], op basis van experimentele onderzoeken en numerieke berekeningen.

Het huidige ontwerpconcept is beperkt tot werking bij constante rotorsnelheid. Net als bij helikopters is het duidelijk dat drones met gasturbine-aandrijving ook bij constante rotorsnelheid moeten worden bediend. Bovendien worden er alleen ontwerpdatapunten verstrekt door de fabrikant. Vanwege dit gebrek aan informatie moeten de efficiënties en verliezen van de gasgenerator worden geschat om de grensvoorwaarden van het vermogen te bepalen.



**Figuur 2.** AMT OLYMPUSHP [12]

**TABEL 1.** OLYMPUSHP SPECIFICATIES [4]

Specificaties	
Duwkracht [ N ]	230
Rotatiesnelheid [ rpm ]	108500
Compressordrukverhouding [-]	3.8
Luchtmassastroom [ kg/s ]	0.45
Uitlaatgastemperatuur (max) [ ° C ]	700 (750)
Brandstofverbruik [ kg/s ]	0.01

turbine. Daarom werd er een thermodynamisch cyclusmodel ontwikkeld met de commerciële software IPSEpro. Aangezien het model is ontworpen voor micro-motoren, treden er extra verliezen op door warmteoverdracht [10] leidend tot niet-adiabatische compressie [11], die in overweging zijn genomen. Verder is het wenselijk dat de gemiddelde diameter van de kracht turbine zo groot mogelijk is om de snelheid van de schroefas in een laag bereik te houden. Voor een gegeven werkcoëfficiënt vermindert de turbinesnelheid naarmate de gemiddelde diameter toeneemt. Vanwege de hoge snelheden van de gasgeneratoras is het echter niet mogelijk om voldoende snelheidsreductie te bereiken door simpelweg de gemiddelde diameter van de kracht turbine te vergroten. Dit komt omdat de snelheid van de schroefas van de prototype drone is ontworpen om te draaien op 5000 r pm, terwijl de gasgeneratoras draait op 108500 r pm op het ontwerppunt volgens de specificaties van AMT (Tab. 1). De snelheid van de vrij draaiende kracht turbine is ongeveer de helft van de snelheid van de gasgeneratoras (Tab. 5). Het is daarom noodzakelijk om een extra reductieoverbrenging te voorzien tussen de krachtas en de schroefas. Daarom werden verschillende combinaties van werkcoëfficiënt en gemiddelde diameter van de turbine onderzocht om de combinatie te bepalen die leidt tot de laagste overbrengingsverhouding om het gewicht van de versnellingsbak te minimaliseren. Naast gewichtsreductie zijn er in eerste instantie geen beperkingen afhankelijk van de reductieversnellingsbak.

### VERMOGENSCHATTERING

In de eerste stap van de conversie moet een geschikte straalmotor worden gekozen. Aangezien straalmotoren meestal worden gekarakteriseerd door duwkracht  $F$  en massastroom  $\dot{m}$ , moet een equivalente waarde voor vermogen worden berekend om in te schatten hoeveel asvermogen kan worden gegenereerd met een bepaalde straalmotor. Volgens de ideale turbojetcyclus

(Fig. 3), de kinetische energie  $c_{10}^2/2$  vertegenwoordigt de beschikbare hoeveelheid energie die kan worden omgezet in asvermogen. Duwkracht kan worden berekend met de vergelijking van lineaire momentum, zoals te zien is in Eqn. (1).

$$F = \dot{m}(c_{10} - c_0) \quad (1)$$

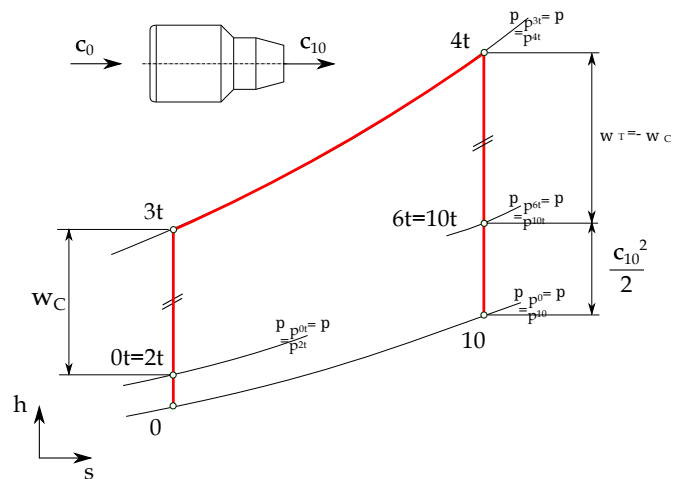
Aangezien de inlaat snelheid  $c_0$  gelijk is aan  $s_0$  in het geval van zweven en  $c_0 \ll c_{10}$  in het geval van verticale lift, kan men  $c_0$  in Eqn. (1) verwaarlozen. Verder kan een equivalente waarde van vermogen op basis van de kinetische energie worden berekend met

$$P = \dot{m} \frac{c_{10}^2}{2} \quad (2)$$

Door combinatie van vergelijking (1) en (2) kan het beschikbare vermogen uiteindelijk worden verkregen met alleen de gegeven waarden  $F$  en  $\dot{m}$ , zoals weergegeven in vergelijking (3).

$$P = \frac{F^2}{\dot{m}} \quad (3)$$

De vermogensschatting voor de AMT Olympus HP volgens



**FIGUUR 3.** IDEALE TURBOJET CYCLUS

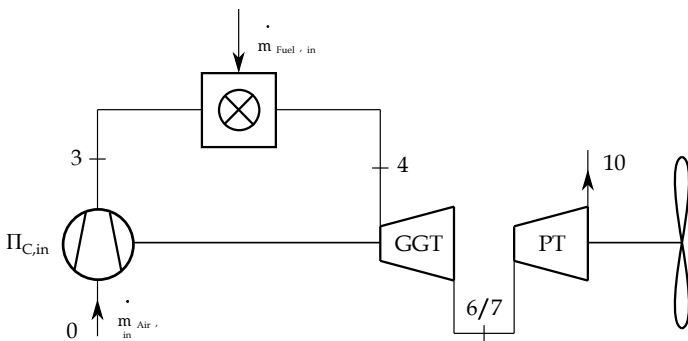
Vergelijking (3) leidt tot een converteerbaar asvermogen van  $\dot{W}_{58.8}$  kW. De specificaties van de motor gegeven door AMT Nederland zijn te zien in Tabel 1.

#### THERMODYNAMISCH CYCLUSMODEL

Volgens de gekozen straalmotor Olympus HP is er een geschikt cyclusmodel gemaakt met de software IPSEpro. Een eerste vereenvoudigd model is weergegeven in Fig. 4. Daarom is de bestaande straalmotor, die als gasgenerator (GG) fungeert, uitgebreid met een vrij draaiende kracht turbine (PT). Aangezien de gegeven compressieverhouding  $\Pi_C$  is gedefinieerd als een statisch-naar-statisch waarde volgens AMT, is de cyclusberekening uitgevoerd met statische waarden waarbij drukverliezen zijn verwaarloosd. Omgevingsomstandigheden moeten worden gedefinieerd bij de compressorinlaat evenals de omgevingsdruk bij de PT-uitlaat. Vanwege de genoemde vluchtomstandigheden zijn standaard temperatuur en druk (STP) gedefinieerd. Onbekende componentefficiënties moeten in eerste instantie zo goed mogelijk worden geschat en de verwarmingswaarde moet worden gedefinieerd volgens de gebruikte brandstof. Aangezien de gegeven specificaties van de motor geldig zijn bij het gebruik van Kerosene Jet A-1, moet de verwarmingswaarde overeenkomen met deze brandstof en is daarom ingesteld op  $H_U = 42800$  kJ/kg. Eerste resultaten, rekening houdend met de gegeven specificaties van de motor, tonen aan dat vooral de turbine-uitlaattemperatuur sterk afwijkt van de gespecificeerde waarde (Initiële model in Tab. 2). Omdat de uitlaatomstandigheden van de turbine het belangrijkst zijn voor de conversie, aangezien de uitlaatomstandigheden van de gasgenerator turbine vergelijkbaar zijn met de inlaatomstandigheden van de kracht turbine, is het model uitgebreid met verschillende aanpassingen om aan de gegeven waarden te voldoen.

(Fig. 5). Het doel is om de geselecteerde motor op de best mogelijke manier in kaart te brengen, om de onbekende parameters zoveel mogelijk te beperken.

Allereerst is de compressordrukverhouding verlaagd om rekening te houden met niet-adiabatische compressie [11], omdat de inkomende lucht is voorverwarmd door de kleine afmetingen. Aangezien [5] en [7] beide een drukverhouding van  $\approx 3.5$  hebben gemeten ten opzichte van de gegeven waarde van 3.8 van AMT op het ontwerppunt, kan worden aangenomen dat de niet-adiabatische compressie in aanmerking kan worden genomen door de



FIGUUR 4. INITIËLE CYCLUSMODEL

drukverhouding met ongeveer 8 % te verlagen (Eqn. (4)).

$$\Pi_{C,ex} = 0.92 \cdot \Pi_{C,in} \quad (4)$$

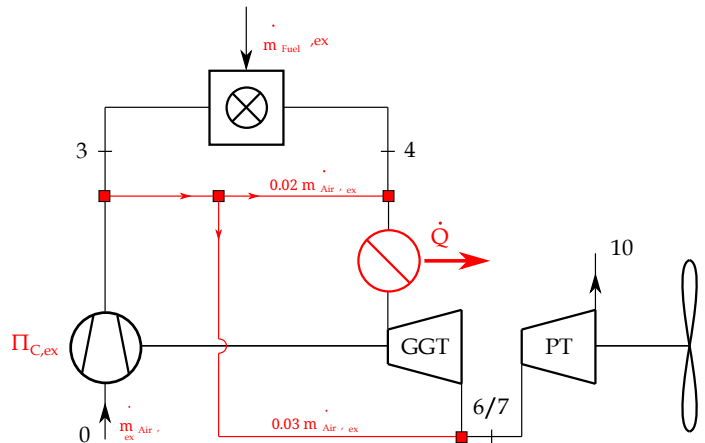
Bovendien is de luchtmassastroom die door AMT is gespecificeerd verhoogd met 10 % volgens [6] (Vergelijking (5)).

$$\dot{m}_{Air,ex} = 1.1 \cdot \dot{m}_{Air,in} \quad (5)$$

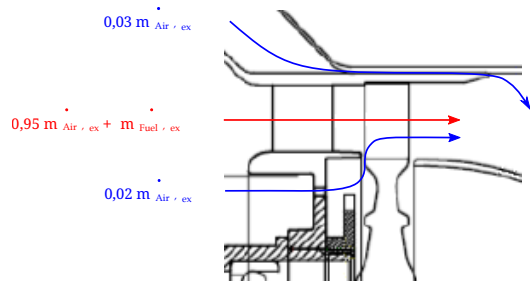
De gegeven massastroom van brandstof is ook verlaagd met 11 %, om een geschikte EGT bij de turbine-uitlaat te bereiken volgens de metingen van [5] zoals vermeld in Tab. 2. Dit leidt tot een brandstofmassastroom volgens Vergelijking (6).

$$\dot{m}_{Fuel,ex} = 0.89 \cdot \dot{m}_{Fuel,in} \quad (6)$$

Zoals [5] ook beschrijft, wordt de brandstofmassastroom die door AMT wordt gegeven, rechtstreeks gemeten bij de uitgang van de brandstoftank en omvat brandstof voor smering. Om dit in overweging te nemen, moet de brandstofmassastroom die is gedefinieerd bij de inlaat van de verbrandingskamer in het huidige model worden verlaagd. Bovendien werd een warmteverlies door de motorbehuizing in aanmerking genomen. Een waarde van 3 kW werd in een eerste ruwe schatting voor statische warmteoverdracht overwogen. Door het warmteverlies te variëren tussen 0 en 3 kW blijkt dat het warmteverlies slechts een gering effect heeft op de EGT in dit bereik. Daarnaast zijn schijf- en omhulselkoeling in overweging genomen, zoals weergegeven in Fig. 6. Volgens Rodgers [14], is het niet mogelijk om een interne rotorkoelingspassage te bieden vanwege de kleine afmetingen van micro-turbines. Afhankelijk van de GGT-inlaattemperatuur wordt een luchtmassastroom van 2% voor schijfkoeling aangenomen [14]. Deze massastroom neemt niet deel aan de verbranding en wordt gemengd in de hete gasstroom bij de turbine-inlaat. Het wordt ook aangenomen dat een andere 3% van de luchtmassastroom



Figuur 5. UITGEBREIDE CYCLUSMODEL



FIGUUR 6. TURBINEKOELING LUCHTMASSASTROOM [13]

de snelheid neemt geen deel aan de expansie door de turbine en wordt in plaats daarvan gemengd in de gasstroom bij de turbine-uitgang. Dit gebeurt voor de doeleinden van omhulselkoeling. Deze methode is een veelvoorkomende manier van koelen binnen micro-turbomachinerie. Al deze overwegingen leiden tot een verlaagde EGT door het gebruik van het uitgebreide model. De vergelijking van de resultaten is weergegeven in Tab. 2. Vanwege gebrek aan informatie zijn de efficiënties van de compressor en turbine geschat op  $\eta_{sC} = 0.74$  en  $\eta_{sT} = 0.92$ . In overeenstemming met [9]

( $\eta_{sC} = 0.72$  en  $\eta_{sT} = 0.85$ ), de gekozen efficiënties vertegenwoordigen een goede benadering aangezien het ontwikkelde model van Vannoy en Cadou de metingen vrij goed past. De turbine-efficiëntie is iets hoger dan in [9] maar is echter verder verminderd door de in aanmerking genomen hoeveelheid luchtmassastroom, die niet deelneemt aan de expansie. Verder gebruikt [2] een turbine-efficiëntie van 0.89 voor een vergelijkbare motor (JetCat P 200,  $F = 230$  N,  $\Pi_C = 3.7$ ,  $\dot{m}_{Air} = 0.45$  kg/s). Bij het vergelijken van de verkregen EGT's is er een goede overeenstemming tussen het uitgebreide model en de gegeven waarden. Om de EGT's vergelijkbaar te maken, werd de statische temperatuur verkregen uit de modellering omgezet in totale temperatuur. Ook is de gemeten waarde van [5] geëxtrapoleerd naar de maximale as-snelheid ( $n = 108500$  rpm) van de GG, aangezien de temperatuur alleen wordt verstrekt bij  $n = 105700$  rpm. Verder toont het uitgebreide model aanzienlijke verbetering ten opzichte van het initiële model. Het kan daarom worden aangenomen dat al deze factoren in de modellering in aanmerking moeten worden genomen. Een schema van het uiteindelijke uitgebreide model

TABEL 2. VERGELIJKING VAN GESPECIFICEERDE EN BEREKENDE EGT'S MET VERSCHILLENDE MODELLEN

Model / Exp.	EGT [°C]
AMT specificaties (max)	700 (750) $\pm 2\%$
Exp. Leyle [5]	754
Initiële model	908
Uitgebreide model	752

is weergegeven in Fig. 5. Bovendien zullen warmte- en wrijvingsverliezen waarschijnlijk optreden bij de ITD en kunnen ze gemakkelijk worden aangepast. Aangezien de uiteindelijke afmetingen van de ITD op dit moment niet bekend zijn, is dit warmteverlies niet in aanmerking genomen voor dit model. Naast de adequate EGT, berekent het uitgebreide model een asvermogen van ongeveer 60 kW (zonder mechanische verliezen), wat goed overeenkomt met het geschatte vermogen van 58,8 kW volgens Eqn. (3).

## STROOMOMSTANDIGHEDEN Gasgenerator turbine

Figuur 7 toont de eentraps axiale turbine van de GG. Terwijl druk  $p$ , dichtheid  $\rho$  en temperatuur  $T$  bij de inlaat en uitlaat van de turbine (sectie 4 en 6) zijn verkregen via de berekening van de thermodynamische cyclus, zijn de stroomsnelheden nog niet in overweging genomen. Dit is echter noodzakelijk voor het ontwerp van de kracht turbine. Daarom moeten ten minste de gemiddelde diameter  $d_m$  en bladlengtes  $l_{l4}$  en  $l_{l6}$ , en dus de stroomgebieden  $A_{A4}$  en  $A_{A6}$  bekend zijn. Voor de gegeven motor zijn de afmetingen  $d_m = 73$  mm,  $l_{l4} = 10$  mm en  $l_{l6} = 12$  mm. Volgens de massa balans kan de inlaat snelheid van de geleideklep  $c_{c4}$  dan worden berekend met

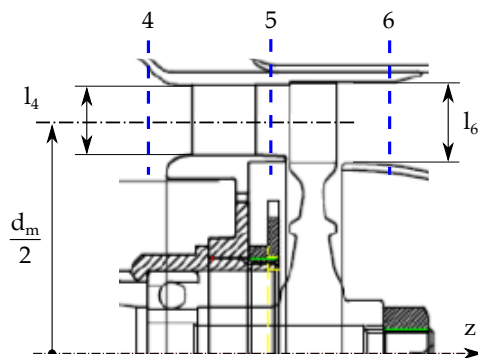
$$c_{i,z} = \frac{\dot{m}_{Air,ex} + \dot{m}_{Fuel}}{\rho_i \cdot m \cdot \pi \cdot i \cdot dli = 4,5,6} \quad (7)$$

Vanwege gebrek aan informatie is aangenomen dat er wervelloze instroom is.

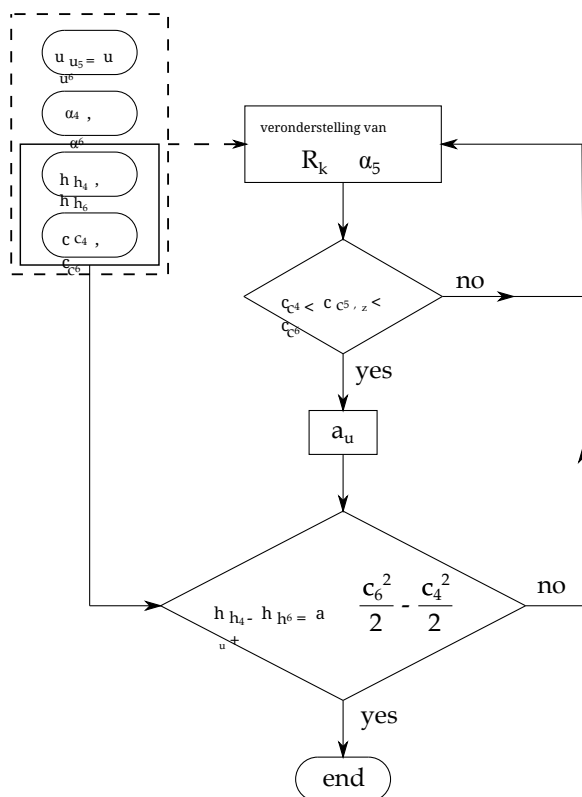
( $c_{c4} = c_{c4,z}$  en  $\alpha_4 = 90^\circ$ ). Het moet ook worden aangenomen dat de turbine is ontworpen op een manier waarbij de absolute turbine-uitlaat snelheid ook grotendeels zonder draaibeweging is ( $c_{c6} = c_{c6,z}$  en  $\alpha_6 = 90^\circ$ ). Dit is omdat de duwkracht in dit geval zo hoog mogelijk is voor een gespecificeerde snelheid. Onder deze aanname kan de absolute snelheid  $c_{c6}$  ook worden verkregen met de massa-balans volgens Eqn. (7). Om de aanname te ondersteunen, is een gemiddelde lijnanalyse uitgevoerd. Daarom is er een iteratieve lus gemaakt met behulp van MATHCAD, zoals weergegeven in Fig. 8. Met de verkregen enthalpies  $h_{t4}$  en  $h_{t6}$  uit de berekening van de thermodynamische cyclus en de vooraf berekende snelheden  $c_{c4}$  en  $c_{c6}$ , kan men de absolute en relatieve snelheden bij sectie 5 berekenen, waarbij de reactiegraad  $R_k$  en de absolute stroomhoek  $\alpha_5$  ook aanvankelijk moeten worden geschat met een initiële schatting. Daarom kunnen gangbare waarden voor reactiefasen volgens Tab. 3 worden gebruikt.

TABEL 3. RICHTWAARDEN VOOR REACTIEFASSEN

$R_k [-]$	$\alpha_5 [^\circ]$	$\beta_6 [^\circ]$
0,5	14-40	140-160

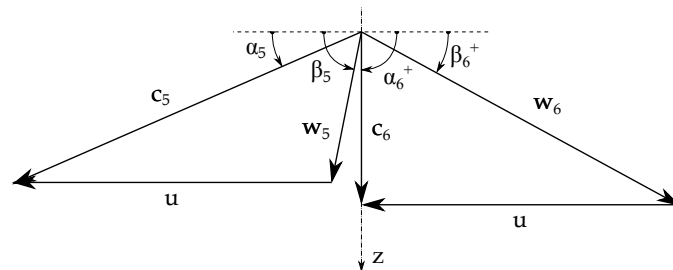


FIGUUR 7. AMTOLYMPUSHP GG-TURBINE [13]



FIGUUR 8. GG-TURBINE STROOMDIAGRAM

Eindelijk kunnen het specifieke werk en het vermogen van de turbine respectievelijk worden berekend. Deze waarde kan nu worden vergeleken met de verkregen waarde uit de berekening van de thermodynamische cyclus. In het geval van een goede overeenkomst is de berekening voltooid en kan worden aangenomen dat een wervelvrije uitstroming een optimale stroomtoestand vertegenwoordigt die conventioneel wordt nagestreefd. De resultaten voor de gekozen motor zijn weergegeven in Tabel 4. Stroomcoëfficiënt  $\varphi = c_{5m}/u_m = 0,68$ , werkcoëfficiënt  $\lambda = a_u/u$ ,  $/u_m^2 = 0,97$  en reactiegraad  $R_k = 0,52$



FIGUUR 9. SNELHEIDSDRIEHOEK GG-TURBINE

Neem conventionele waarden. Dit geeft ook aan dat de aangenomen waarden vrij goed overeenkomen met de echte motor. Figuur 9 toont de snelheidsdriehoeken van de turbinefase. De dwarsdoorsnede-uitbreiding over de fase is te zwak om een constante meridiaanse snelheid  $c_z$  te waarborgen voor de dominante afname van de dichtheid. Het is daarom duidelijk dat de meridiaanse snelheid toeneemt.

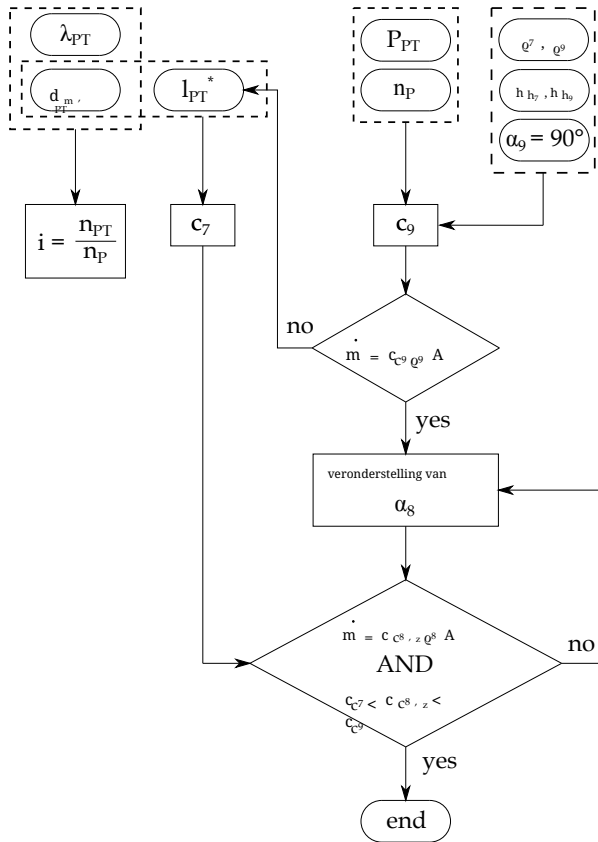
TABEL 4. GG-TURBINESTROOMOMSTANDIGHEDEN

Sectie	4	5	6
$h$ [ kJ/kg ]	1005	906	799
$c$ [ m/s ]	205	490	297
$c_z$ [ m/s ]	205	281	297

#### ONTWERP VAN DE KRACHTTURBINE Hoofdafmetingen

Om de kracht turbine te ontwerpen, is er een andere iteratieluss ontwikkeld om de hoofdmaten van de turbine te verkrijgen via gemiddelde lijnanalyse (Fig. 10). Naast de berekening van de stromingssnelheden moeten de behoudswetten van energie en massa worden nageleefd. Vermogen  $P_p$  en snelheid  $n_p$  van de schroefas zijn gegeven en hangen af van de genoemde UAV-eisen. Verder is de massastroom gegeven en wordt optimale draaivrije uitlaatstroom ( $\alpha^o = 90^\circ$ ) aangenomen. Werkcoëfficiënt  $\lambda_{PT}$ , gemiddelde diameter  $d_m$ ,  $PT$  en bladhöhe  $l_{PT}^*$  moeten aanvankelijk worden gekozen. Vervolgens kan een vereiste versnellingsbakverhouding  $i$  al worden berekend. Als richtlijn voor de initiële schatting zijn de volgende beperkingen gespecificeerd:

- $1 \leq \lambda_{PT} \leq 2$
- $\alpha^o \leq 40^\circ$
- $d_m, PT, max = 2 \cdot d_m, GG$
- $l_{PT} \leq l_{GG}$



**Figuur 10.** PT-TURBINEDESIGNFLOWCHART

Met de energieconservatie en de verkregen randvoorwaarden uit de cyclusberekening kan de absolute uitlaat snelheid  $c_{c9}$  worden verkregen. Met de berekende snelheid moet de massastroom overeenkomen met de gegeven waarde om aan de massabalans te voldoen. Als de waarden niet overeenkomen, moet de bladhöhe worden aangepast. Het moet worden vermeld dat de bladhöhe constant is gekozen over de hele trap. Zoals al aangetoond voor de GG-turbine, moet de absolute stroomhoek  $\alpha_8$  worden gekozen om aan de massa-conservatie te voldoen in sectie 8. Terwijl de cyclusberekening alleen waarden levert in sectie 7 en 9, is de dichtheid bij de uitlaat van de geleidevleugel berekend onder de aanname van isentropische expansie. Deze berekeningslus is uiteindelijk uitgevoerd voor verschillende werkcoëfficiënten ( $1 \leq \lambda \leq 1.8$ ). Voor elke  $\lambda$  zijn drie verschillende gemiddelde diameters (90 mm, 95 mm en 100 mm) gekozen. Dit leidt tot verschillende reactiegraad, versnellingsbakverhoudingen, uitlaatstromingshoeken van de geleidevleugel en omtreksnelheden zoals weergegeven in Tab. 5. Een werkcoëfficiënt van 1.1 resulteert in een reactiegraad van  $\sim 0.5$ . Aangezien geleidevleugels en rotorbladen op dezelfde manier kunnen worden ontworpen met deze configuratie, zijn deze waarden gekozen voor de conversie. Bovendien is de versnellingsbak met de laagste versnellingsbakverhouding geselecteerd ten gunste van het laagste gewicht bij  $\lambda = 1.1$ . Daarom is de gemiddelde diameter van de trap ingesteld op 100.

mm, wat leidt tot een bladhöhe van 12,5 mm en verder tot een ITD-oppervlakteverhouding van  $AR = 1.43$ .

**TABEL 5.** KRAFT TURBINEDESIGNVARIANTEN

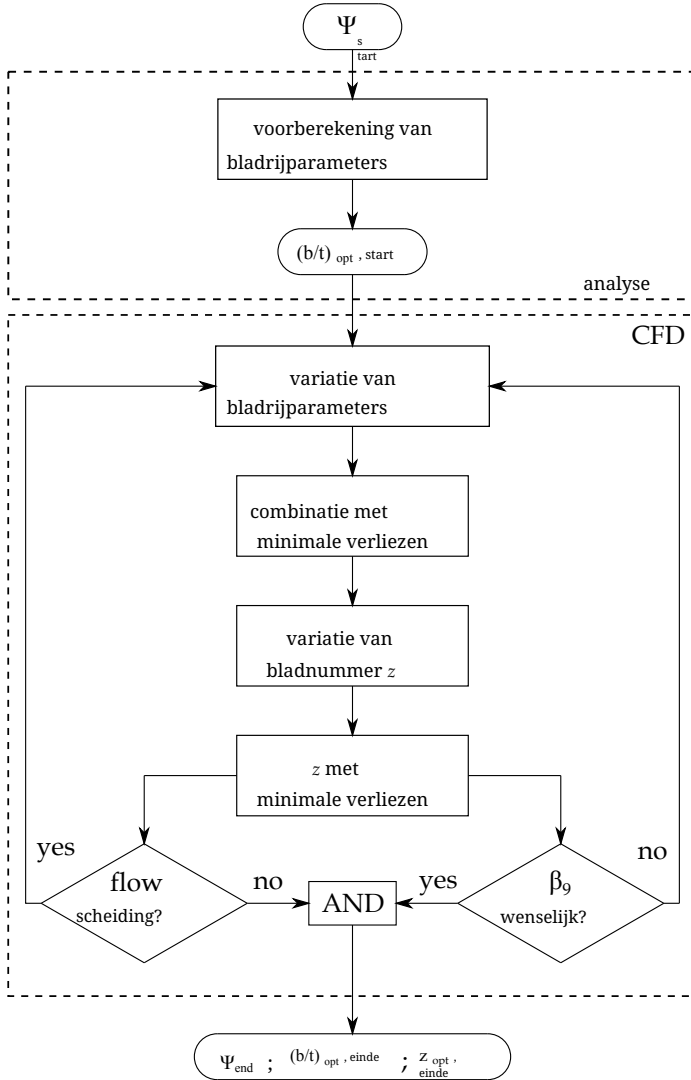
$\lambda$ [-]	$d_m$ [mm]	$ik$ [-]	$R_k$ [-]	$\alpha_8$ [°]	$n_{PT}$ [rpm]
1.0	90	12.6	0.55	40	63000
	95	11.9			59500
	100	11.3			56500
1.1	90	12.0	0.51	39.1	60000
	95	11.4			57000
	100	10.8			54000
1.2	90	11.5	0.46	38.4	57500
	95	10.9			54500
	100	10.4			52000
1.4	90	10.6	0.37	37.2	53000
	95	10.0			50000
	100	9.6			48000
1.6	90	9.9	0.27	36.4	49500
	95	9.4			47000
	100	8.9			44500
1.8	90	9.4	0.17	35.8	47000
	95	8.9			44500
	100	8.5			42500

### Bladrij

Op basis van de gemiddelde lijnanalyse is een voorlopige bladrij gecreëerd. Daarom moeten adequate bladrijparameters worden gekozen volgens de berekende stromingssnelheden en stromingshoeken. Dit zijn in wezen de verspringshoek, de koord tot stapverhouding, de straal van de voorrand en achterrands, en de wighoeken. Allereerst is een Zweifel-coëfficiënt  $\Psi$  gekozen, die de verhouding beschrijft van de werkelijke tot de maximaal mogelijke tangentiële aerodynamische kracht die op het blad werkt (8).

$$\Psi = 2 \left( \frac{tb}{-} \right) \sin^2 \beta_9 (\cot \beta_8 - \cot \beta_9) \quad (8)$$

Daarna kan een optimale axiale koord tot stapverhouding worden berekend op basis van de verkregen stroomhoeken volgens [15]. Om dit te doen, werd  $\Psi$  aanvankelijk op 1 ingesteld. Gewone waarden liggen in een bereik van  $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$ , zoals Wilson en Korakianitis tonen [16]. Zij geven ook goede richtlijnen voor de berekening van het voorlopige ontwerp van



**Figuur 11. OPTIMAAL AANTAL BLADEN STROOMDIAGRAM**

het bladprofiel en de selectie van parameters die tijdens dit ontwerp zijn gebruikt. Nadat een voorlopig bladrij was verkregen, werden CFD-simulaties gebruikt om de bladgeometrie te verbeteren in termen van het minimaliseren van verliezen. Daarom zijn verschillende ontwerppunten onderzocht die verschillende combinaties van bladrijparameters dekken om een configuratie met minimale verliezen te vinden. De verschillende ontwerppunten werden automatisch gecreëerd met behulp van een optimale ruimte-vullende methode. De gevarieerde bladparameters zijn de verspringhoek, straal van de voor- en achterrand en wighoeken, keelbreedte, keelhoek en uitgangsbldhoek. Als doelfunctie werd de drukverliescoëfficiënt

$$\omega = \frac{\bar{p}_{t8} - \bar{p}_{t9}}{\bar{p}_{t9} - \bar{p}_9} \quad (9)$$

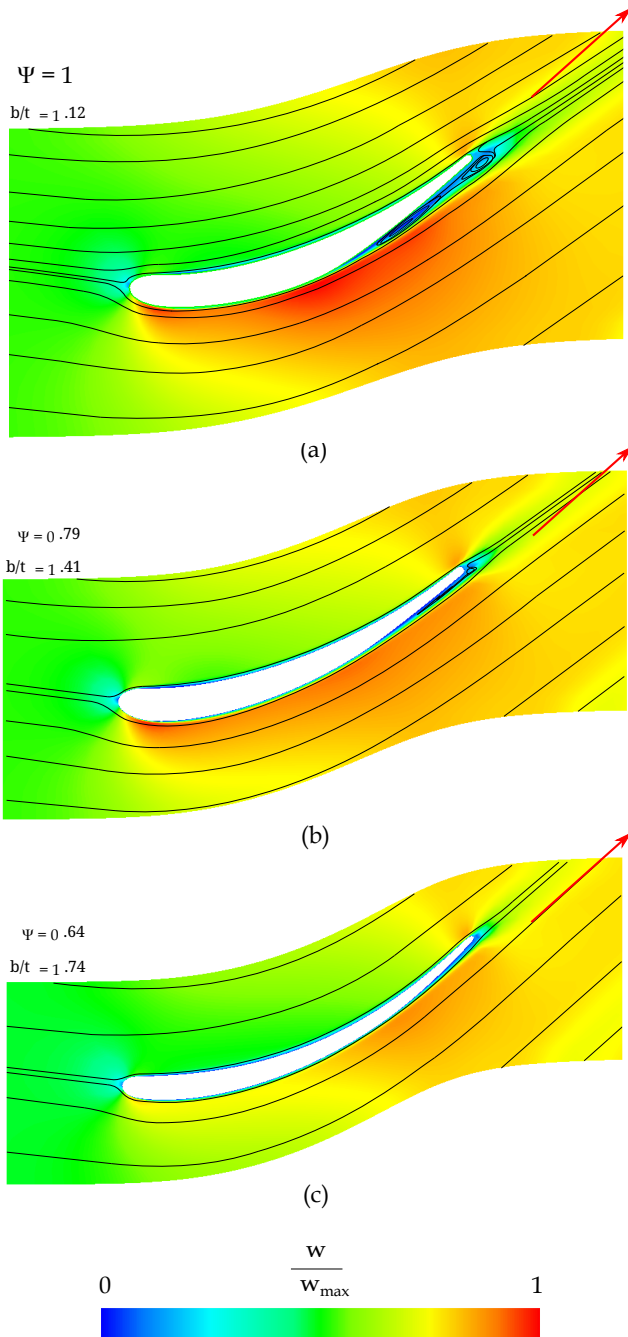
werd gekozen. De drukwaarden zijn gemiddeld op basis van massa. Naast de parameters van de bladrij is het aantal bladen  $z_B$  gevarieerd voor een constant geselecteerde axiale bladkoorde  $b$ . Volgens Eqn. (8) kan een optimale axiale koord tot stapverhouding worden verkregen door het aantal bladen te veranderen. Voor elke variatie van de parameters van de bladrij is het aantal bladen veranderd tussen 27 (eerder verkregen via de Wilson-methode) en 60. Bovendien moet worden gecontroleerd of het berekende stroomveld vrij is van stroomafscheiding en of de werkelijke uitgangsstroomhoek overeenkomt met de berekende waarde uit de gemiddelde lijnanalyse (Fig. 11). Vanwege de kleine bladhoogtes zijn de bladen cilindrisch ontworpen.

#### CFD-opstelling

De CFD-berekeningen zijn uitgevoerd met de commerciële software ANSYS FLUENT T 18 .1, waarbij een stationaire, samendrukbare stroming is aangenomen met een relatief inlaat Mach-getal van  $Ma_{w,1} = 0.42$ , dat eerder is verkregen via het analytische ontwerp. Allereerst is de bladrij daarom ontworpen met ANSYS DESIGN MODELER en het 3D rooster is gemaakt met ANSYS TURBO GRID, bestaande uit ongeveer 78000 cellen per bladsector met  $y^+ < 1$ . Onder de aanname van uniforme instroomomstandigheden is een sectormodel met periodieke grensvoorwaarden gebruikt. Aangezien samendrukbare stroming wordt verondersteld, zijn totaal druk bij de inlaat en statische druk onder overweging van radiaal evenwicht bij de uitgang gebruikt als grensvoorwaarden. Vanwege de kleine afmetingen ligt het profiel Reynoldsgetal in de orde van  $5 \cdot 10^4$ . Om turbulente effecten te dekken, is het SST  $k-\omega$  turbulentiemodel van Menter [17], inclusief correctie voor laag Reynoldsgetal, gebruikt. De turbulente intensiteit is ingesteld op 2% en een turbulente lengteschaal van  $0.01 \cdot r$  volgens [18] is gebruikt bij de inlaat.

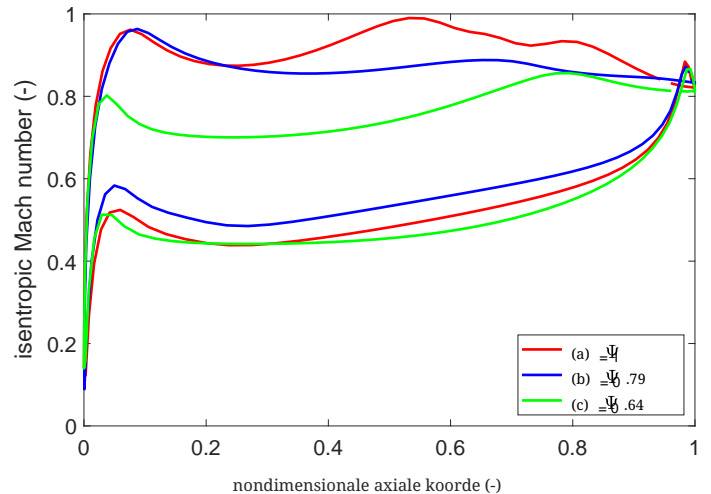
#### Resultaten

Figuur 12 toont het snelheidsveld met stroomlijnen van drie verschillende bladrijen bij de gemiddelde sectie. Figuur 12- (a) toont de geometrie van de initiële bladrij die analytisch is verkregen. Het aantal bladen is gekozen voor de optimale koord tot stapverhouding volgens Eqn. (8) voor  $\Psi = 1$ . De rekenresultaten tonen een significante stroomafscheiding aan de zuigzijde door een laag koord tot stapverhouding en onvoldoende parameters van de bladrij. Het verhogen van het aantal bladen, en bijgevolg het verhogen van de  $b/t$ -verhouding voor deze initiële bladgeometrie, toont aan dat de minimale verliezen niet optreden bij  $b/t = 1.12$  zoals verwacht op basis van de berekening met de criteria van Zweifel volgens Eqn. (8). Het wordt vermoed dat dit te wijten is aan een hoger risico op stroomafscheiding aan de zuigzijde, wanneer het profiel Reynoldsgetal laag is. Figuur 12- (b) toont de stroomlijnen bij het optimale aantal bladen voor een verbeterde bladgeometrie. Men kan zien dat de stroomafscheiding nu kleiner is in vergelijking met (a). Voor het optimale aantal bladen ( $b/t = 1.41$ ), waar  $\omega$  op een minimum is voor deze geometrie, heeft  $\Psi$  een waarde van 0.79. Dit cor-

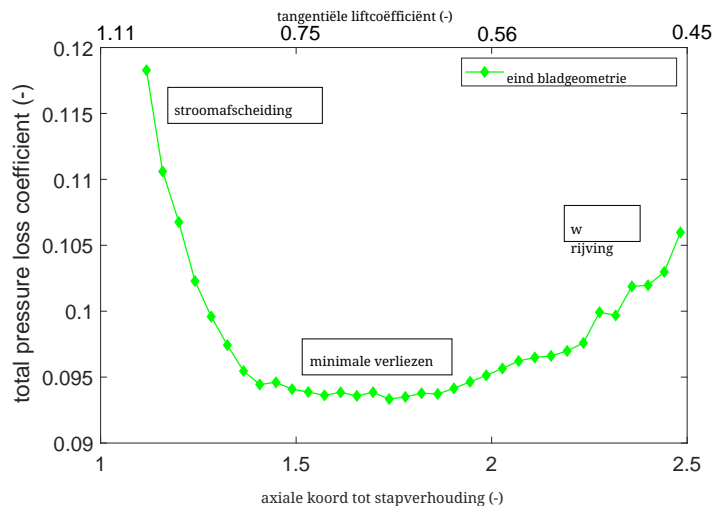


**Figuur 12. STROOMLIJN-SNELHEIDSPLOT**

respondeert zeer goed op Zweifel, waar de optimale koord tot stapverhouding een waarde van 1.40 aanneemt voor  $\psi = 0.8$  bij gegeven stroomhoeken. Verder is te zien dat de uitstromingshoek  $\beta$  niet voldoet aan de vereiste waarde voor configuratie (a) en (b). Figuur 12- (c) toont de definitieve voorlopige bladrij. Stroomafscheiding is nu volledig verdwenen en de uitgangsstroomhoek komt goed overeen met de



**Figuur 13. ISENTROPE MACHNUMMERDISTRIBUTIE**



**Figuur 14. TOTAAL DRUKVERLIES**

waarde verkregen via gemiddelde lijnanalyse voor het gespecificeerde vermogen. De rode pijl in Fig. 12 vertegenwoordigt de gewenste uitgangsstroomrichting. Tijdens het ontwerpproces is te zien dat de bladgeometrie dunner wordt naarmate het proces vordert. De kromming aan de zuigzijde wordt vloeiender richting configuratie (c), wat een verdere reden kan zijn voor de afwijking van de Zweifel-voorspelling voor profiel (a). Bovendien is de maximale snelheid aan de zuigzijde verschoven naar de achterrand.

De Mach-getalverdelingen over de bladoppervlakken zijn weergegeven in Fig. 13. De verdelingen aan de drukzijde zijn voor alle gevallen grotendeels vergelijkbaar omdat de drukzijde geometrie nauwelijks is veranderd. Aan de andere kant vertoont de zuigzijdeverdeling een significante verandering tijdens het verbeteringsproces. De initiële bladrij toont een sterk fluctuerende

verdeling als gevolg van versnelling, gevolgd door stroomafscheiding door vertraging. De verbeterde bladrij (b) toont een relatief constante verdeling, wat eigenlijk goed is. Desondanks moet dit ontwerp worden aangepast vanwege slechte uitgangsstroomomstandigheden. Voor de uiteindelijke configuratie toont Fig. 14 de variatie van de totale drukverliescoëfficiënt als functie van de koord tot stapverhouding. De grafiek kan worden verdeeld in drie hoofdgebieden. Voor enkele bladen treden hoge verliezen op als gevolg van stroomafscheiding. Met een toenemend aantal bladen verdwijnt de stroomafscheiding en zijn de verliezen constant minimaal voor een relatief breed bereik. Een verdere toename van het aantal bladen leidt tot verliezen door wrijving. Het is duidelijk te zien dat verliezen meer worden beïnvloed door stroomafscheiding dan door wrijving, vanwege een hoge gradient bij een lage axiale koord tot stapverhouding. Het wordt aangenomen dat het huidige brede bereik van optimale axiale koord tot stapverhouding te wijten is aan de lage afbuiging van de geselecteerde bladrij. Vanwege het vlakke minimum kan een optimale configuratie worden gevonden in een bereik tussen  $0.6 \leq \psi \leq 0.8$  bij bijna dezelfde lage verliezen. Wat betreft gewichtsreductie en productie-inspanning, moet  $\psi$  zo hoog mogelijk worden gekozen. Aangezien de reactiegraad van de fase ongeveer  $t_0 = 5$  is en de bladgeometrie voor de geleidevin en rotorblad op dezelfde manier kan worden ontworpen, wordt de geleidevinrij in dit voorlopige ontwerp niet in detail beschouwd.

#### CONCLUSIES

In dit werk werd een concept voor de conversie van micro-turbojet naar micro-turboshaft motor gepresenteerd. Door middel van een eerste schatting kon de hoeveelheid converteerbaar asvermogen worden verkregen. Verder werd een thermodynamisch cyclusmodel ontwikkeld, rekening houdend met de effecten door de kleine afmetingen. Aangezien informatie over bestaande motoren meestal zeldzaam is, werd een herberekening van de gasgenerator van een gekozen motor gepresenteerd om onbekende grensvoorwaarden te specificeren. Met een gelijktijdig uitgevoerde gemiddelde lijnanalyse konden onbekende parameters, zoals componentefficiënties, worden geschat. Na de berekening van de grensvoorwaarden werd het ontwerp van de aanvullende kracht turbine gepresenteerd. Daarom werd een analytische voorlopige ontwerpmethode, ook gebaseerd op gemiddelde lijnanalyse, getoond. Bovendien werd een voldoende combinatie van gemiddelde diameter en werkcoëfficiënt van de kracht turbine gevonden in termen van minimaal versnellingsbak gewicht. De berekeningen tonen aan dat minimaal gewicht kon worden verkregen met een werkcoëfficiënt van 1.1 en een gemiddelde diameter van 100 mm, rekening houdend met een gunstige reactiegraad. Het PT-vermogen is ongeveer 50% van het GGT-vermogen bij een thermische efficiëntie van 13% en een specifieke brandstofverbruik van  $180 \cdot 10^{-6}$  (kg/s)/kW. Verder werd de geometrie van de bladrij geoptimaliseerd met behulp van CFD-berekeningen. Vooral een bereik van optimale aantal bladen kon worden verkregen door de axiale koord tot stapverhouding te veranderen bij een constante koord voor een vooraf geoptimaliseerde bladrij. De optimale  $b/t$  verhouding van 1.74 zou leiden tot 42 bladen. Het verminderen van het aantal bladen tot 34 zou de productie-inspanning verminderen met bijna dezelfde lage verliezen. Als verdere onderzoekstaak moet er een structurele analyse worden uitgevoerd voor

de verkregen bladgeometrie. Een optimalisatie van de ITD kan ook een verder onderzoeks onderwerp zijn in termen van het minimaliseren van verliezen en het totale motorgewicht.

#### ERKENNING

De auteurs willen het Oostenrijkse Onderzoeksbevorderingsagentschap FFG bedanken voor de ondersteuning van het project JET T2S HAFT in het kader van het Luchtvaartonderzoek en Technologieprogramma TAKE OFF.

#### REFERENTIES

- [1] Kadosh, K., en Cukurel, B., 2017. "Micro-Turbojet naar Turbopan Conversie via Continu Variabele Transmissie: Thermodynamische Prestatiestudie". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **139**(2), februari, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., en Badry, B. E., 2017. "Conversie van Turbojet Motor JetCat P 200 naar Turboprop Motor". *International Journal of Scientific and Engineering Research*, **8**(3), maart, pp. 1447-1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., en Saboohi, Z., 2019. *Beoordeling van de conversie benadering van micro-turbopropmotoren*. CSAA- Chinese Tijdschrift voor Luchtvaart- <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Nederland, 2018. *Olympus HP Specificatie*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., en Smith, N., 2013. *Een Onderzoek naar Prestatiemodellering van een Kleine Gasturbine*. ASME Paper GT T2013-94405.
- [6] Leylek, Z., 2012. *Een Onderzoek naar Prestatiemodellering van een Kleine Gasturbine Motor*. Luchtvoertuigen Divisie - Defensie Wetenschap en Technologie Organisatie - Australische Overheid, DSTO-TR-2757.
- [7] Bakalis, D. P., en Stamatis, A. G., 2010. *Uitgebreide Instrumentatie en Modelkalibratie voor een Kleine Microturbine*. ASME Paper GT T2010-22837.
- [8] Rahman, N. U., en Whidborne, J. F., 2008. "Een numeriek onderzoek naar het effect van motorafvoer op de prestaties van een enkel-spool turbojetmotor". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Deel G: Tijdschrift voor Luchtvaarttechniek*, **222**(7), juli, pp. 939-949.
- [9] Vannoy, S., en Cadou, C. P., 2016. *Ontwikkeling en Validatie van een NPSS Model van een Kleine Turbojetmotor*. 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference - AIAA A2016-5063.
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., en den Braembussche, R. A. V., 2006. *Numerieke Studie van de Warmteoverdracht in Micro Gasturbines*. ASME Paper GT T2006-90161.
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., en Tan, C. S.,

2004. *Aerothermodynamica van Micro-Turbomachines*. ASME PaperGT T2004-53877.

[12] AMT Nederland, 2018. *Interne foto's*. URL [http://www.amtjets.com/internal\\_pics.php](http://www.amtjets.com/internal_pics.php)

[13] AMT Nederland, 2019. *Re: Olympus HP in universitaire configuratie*. URL <http://www.amtjets.com>.

[14] Rodgers, C., 1968. "Een Cyclusanalysetechniek voor Kleine Gasturbines". *Proceedings van de Institution of Mechanical Engineers*, **183**(14), september, pp. 37–49.

[15] Zweifel, O., 1945. *De vraag naar optimale schoofdeling bij beschaufelingen van turbomachines, met name bij grote omleidingen in de schaufelrijen*. BBC- Mededelingen.

[16] Wilson, D. G., en Korakianitis, T., 1998. *Het Ontwerp van Hoog-Efficiënte Turbomachines en Gasturbines*. Tweede editie, Prentice Hall.

[17] Menter, F. R., 1994. "Twee-vergelijking Eddy-viscositeit Turbulentiemodellen voor Technische Toepassingen". *AIAA Journal*, **32**(8), augustus, pp. 1598–1605.

[18] Hah, C., 1984. "Een Navier-Stokes Analyse van Drie-dimensionale Turbulente Stroom Binnens Turbineblad Rijen bij Ontwerp en Afwijkende Voorwaarden". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **106**(2), april, pp. 421–429.