

GT2020-14498

THERMODYNAMIC AND MECHANICAL DESIGN CONCEPT FOR  
 MICRO-TURBOJET TO MICRO-TURBOSHAFT ENGINE CONVERSION

Christoph Öttl, Reinhard Willinger  
 Institute of Energy Systems and Thermodynamics  
 Technische Universität Wien  
 Getreidemarkt 9/302, A-1060 Vienna, Austria  
 christoph.oettl@tuwien.ac.at  
 reinhard.willinger@tuwien.ac.at

ABSTRACT

In this work, a design concept for micro-turbojet to micro-turboshaft engine conversion is presented. This is motivated by a lack of available micro-turboshaft engines which is shown in the market survey conducted. Thus, the presented concept deals with the conversion of an existing micro-turbojet engine to a micro-turboshaft engine for a specific power output. The conversion is shown using the micro-turbojet engine OLYMPUS HP from AMT Netherlands. Furthermore, the simultaneously developed analytical preliminary design of the additional single-stage power turbine is shown besides a thermodynamic cycle simulation. This has been done to obtain the unknown gas generator outlet condition which is similar to the power turbine’s inlet condition. Within the cycle calculation, occurring losses due to the small dimensions have also been considered. During the design process, different combinations of work coefficient and mean diameter of the power turbine were investigated to minimize the required gear box ratio for a given rotor speed in terms of weight minimization. To keep losses in the power turbine low, the preliminary blade row has finally been improved using CFD calculations.

NOMENCLATURE

a specific work  
 A flow area  
 b axial chord length

c absolute velocity  
 d diameter  
 F thrust  
 h specific enthalpy  
 H<sub>U</sub> heating value  
 l blade length  
 ṁ mass flow rate  
 Ma Mach number  
 p pressure  
 P power  
 R<sub>k</sub> degree of reaction  
 Re Reynolds number  
 t blade pitch  
 T temperature  
 u circumferential velocity  
 w relative velocity  
 y<sup>+</sup> dimensionless wall distance  
 α absolute flow angle  
 β relative flow angle  
 η efficiency  
 λ work coefficient  
 φ flow coefficient  
 Π pressure ratio  
 Ψ Zweifel coefficient  
 ρ density  
 ω total pressure loss coefficient

CONCEITO DE DESIGN TERMODINÂMICO E MECÂNICO PARA A CONVERSÃO DE  
 MICRO-TURBOJATO EM MICRO-TURBINA DE EIXO

Christoph Öttl, Reinhard Willinger  
 Instituto de Sistemas de Energia e Termodinâmica  
 Technische Universität Wien  
 Getreidemarkt 9/302, A-1060 Viena, Áustria  
 christoph.oettl@tuwien.ac.at  
 reinhard.willinger@tuwien.ac.at

RESUMO

Neste trabalho, é apresentado um conceito de design para a conversão de motor micro-turbojato para motor micro-turbina de eixo. Isso é motivado pela falta de motores micro-turbina de eixo disponíveis, conforme mostrado na pesquisa de mercado realizada. Assim, o conceito apresentado trata da conversão de um motor micro-turbojato existente em um motor micro-turbina de eixo para uma potência específica de saída. A conversão é demonstrada utilizando o motor micro-turbojato OLYMPUS HP da AMT Países Baixos. Além disso, o design preliminar analítico desenvolvido simultaneamente da turbina de potência de estágio único adicional é apresentado, juntamente com uma simulação do ciclo termodinâmico. Isso foi feito para obter a condição de saída do gerador de gás desconhecida, que é semelhante à condição de entrada da turbina de potência. Dentro do cálculo do ciclo, as perdas ocorrentes devido às pequenas dimensões também foram consideradas. Durante o processo de design, diferentes combinações de coeficiente de trabalho e diâmetro médio da turbina de potência foram investigadas para minimizar a relação da caixa de engrenagens necessária para uma determinada velocidade do rotor em termos de minimização de peso. Para manter as perdas na turbina de potência baixas, a fileira de lâminas preliminar foi finalmente aprimorada utilizando cálculos de CFD.

NOMENCLATURA

trabalho específico  
 área de fluxo  
 b comprimento da corda axial

c velocidade absoluta  
 d diâmetro  
 F empuxo  
 h entalpia específica  
 H<sub>U</sub> valor de aquecimento  
 l comprimento da lâmina  
 ṁ taxa de fluxo de massa  
 Ma número de Mach  
 p pressão  
 P potência  
 R<sub>k</sub> grau de reação  
 Re número de Reynolds  
 t passo da lâmina  
 T temperatura  
 u velocidade circumferencial  
 w velocidade relativa  
 y<sup>+</sup> distância de parede adimensional  
 α ângulo de fluxo absoluto  
 β ângulo de fluxo relativo  
 η eficiência  
 λ coeficiente de trabalho  
 φ coeficiente de fluxo  
 Π razão de pressão  
 Ψ coeficiente de Zweifel  
 ρ densidade  
 ω coeficiente de perda de pressão total

Subscripts

4	gas generator turbine stator inlet
5	gas generator turbine rotor inlet
6	gas generator turbine rotor outlet
7	power turbine stator inlet
8	power turbine rotor inlet
9	power turbine rotor outlet
10	nozzle exit
<i>B</i>	blade
<i>C</i>	compressor
<i>in</i>	initial
<i>ex</i>	extended
<i>GG</i>	gas generator
<i>m</i>	mean
<i>P</i>	propeller
<i>PT</i>	power turbine
<i>s</i>	isentropic
<i>t</i>	total
<i>T</i>	turbine
<i>u</i>	circumferential
<i>z</i>	axial direction

Superscripts

*	initial guess
—	mass averaged quantity

Abbreviations

CFD	computational fluid dynamics
EGT	exhaust gas temperature
GGT	gas generator turbine
ITD	intermediate turbine duct
UAV	unmanned aerial vehicle

INTRODUCTION

During the last years, the demand of unmanned aerial vehicles (UAV) for private and commercial use has grown very rapidly. Various technologies can be used to power an UAV: electric motor, internal combustion engine, gas turbine. Each technology has its specific advantages and disadvantages. The gas turbine shows a favourable behaviour of torque over rotational speed as well as lower vibrations in comparison to internal combustion engines for example. Otherwise, the high weight of an electric motor and its battery is a disadvantage for any aircraft application. Because the trend is towards higher maximum take-off weights (MTOW), the required drive power increases. Furthermore, shaft power is needed for drone propulsion. The presented engine design concept was created for the requirements of a single copter drone in hover flight. For a given MTOW of 25 kg, a power demand between 20 and 40 kW depending on the propeller design is estimated. This design is not exactly known

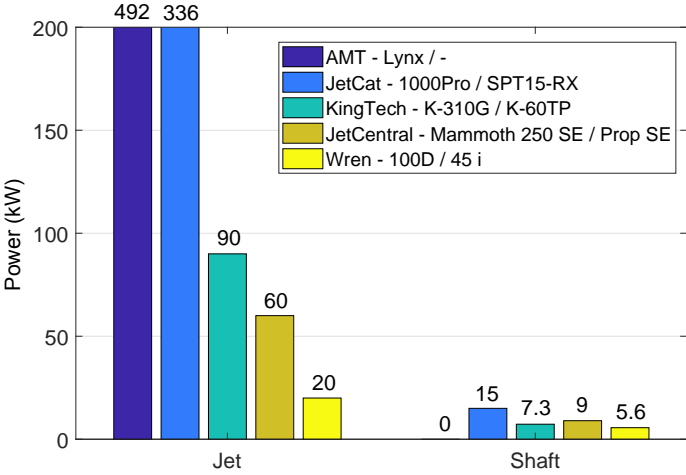


FIGURE 1. MAXIMUM AVAILABLE DRIVE POWER OF MICRO-TURBOJET AND MICRO-TURBOSHAFT ENGINES

at this time, but the propeller diamter is about 0.7 m. A preliminary market survey has shown, that there are no turboshaft engines available above 15 kW, but jet engines for higher equivalent power ranges can be obtained though (Fig. 1, also see [1]). To reduce the design effort, an existing jet engine can therefore be used as the basis of a new turboshaft engine [1] with an output of more than 15 kW. The existing turbojet engine serves as a gas generator for the turboshaft engine, whereby an intermediate turbine duct (ITD) replaces the jet nozzle and connects the gas generator turbine with the power turbine. In addition to the existing gas generator turbine, only the power turbine has to be designed. Due to the simple design of these low power range engines, the designing part of the conversion is relatively easy to realize and the existing gas generator easy to integrate. There have already conversions been conducted using the micro-turbojet engines JetCat-P200 [2] and Wren100 [3]. In this paper, data from the Olympus HP engine from AMT Netherlands were used for the conversion [4]. A cross section of this engine is shown in Fig. 2. Since AMT offers an "University configuration", several works depending this engine have already been published [5–9]. Bakalis and Stamatis [7] already published a model calibration for educational purpose concerning this engine. A wide range of performance data of the Olympus HP under transient operating conditions was also published by Leylek et al. [5] and Leylek [6], as well as by Rahman and Whidborne [8], based on experimental investigations and numerical calculations.

The present design concept is limited to operation at constant rotor speed. As with helicopters, it is obvious that drones with gas turbine propulsion also have to be operated at constant rotor speed. In addition, only design point data is provided by the manufacturer. Because of this lack of information, component efficiencies and losses of the gas generator have to be estimated in order to determine the boundary conditions of the power

Subscritos

4	entrada do estator da turbina geradora de gás
5	entrada do rotor da turbina geradora de gás
6	saída do rotor da turbina geradora de gás
7	turbina de potência entrada do estator
8	turbina de potência entrada do rotor
9	turbina de potência saída do rotor
10	nozzle exit
<i>B</i>	lâmina
<i>C</i>	compressor
<i>in</i>	inicial
<i>ex</i>	estendido
<i>GG</i>	gerador de gás
<i>m</i>	média
<i>P</i>	hélice
<i>PT</i>	turbina de potência
<i>s</i>	isentrópico
<i>t</i>	total
<i>T</i>	turboalimentador
<i>u</i>	circunferencial
<i>z</i>	direção axial

Sobrescritos

*	palpite inicialquantidade
—	média de massa

Abreviações

CFD	dinâmica de fluidos computacional
EGT	temperatura dos gases de escape
GGT	turbina geradora de gás
ITD	duto de turbina intermediária
VANT	veículo aéreo não tripulado

INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a demanda por veículos aéreos não tripulados (VANT) para uso privado e comercial cresceu muito rapidamente. Várias tecnologias podem ser usadas para alimentar um VANT: motor elétrico, motor de combustão interna, turbina a gás. Cada tecnologia tem suas vantagens e desvantagens específicas. A turbina a gás apresenta um comportamento favorável de torque em relação à velocidade de rotação, bem como menores vibrações em comparação com motores de combustão interna, por exemplo. Por outro lado, o alto peso de um motor elétrico e sua bateria é uma desvantagem para qualquer aplicação aeronáutica. Como a tendência é em direção a pesos máximos de decolagem (MTOW) mais altos, a potência de acionamento necessária aumenta. Além disso, a potência do eixo é necessária para a propulsão de drones. O conceito de design de motor apresentado foi criado para os requisitos de um drone de hélice única em voo pairado. Para um MTOW dado de 25 kg, uma demanda de potência entre 20 a e 40 kW, dependendo do design da hélice, é estimada. Este design não é exatamente conhecido.

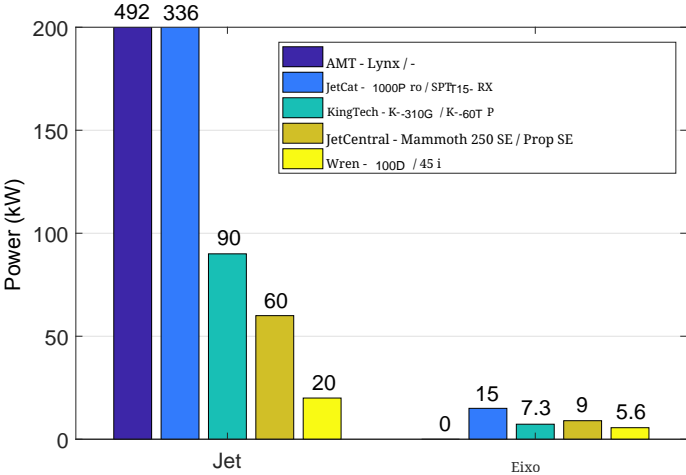


FIGURA 1. POTÊNCIA MÁXIMA DISPONÍVEL DE MOTORES MICRO-TURBOJATO E MICRO-TURBINA DE EIXO

neste momento, mas o diâmetro da hélice é de cerca de 0.7 m. Uma pesquisa de mercado preliminar mostrou que não há motores turboshaft disponíveis acima de 15 kW, mas motores a jato para faixas de potência equivalente mais altas podem ser obtidos (Fig. 1, veja também [1]). Para reduzir o esforço de design, um motor a jato existente pode, portanto, ser usado como base para um novo motor turboshaft [1] com uma potência de mais de 15 kW. O motor turbojato existente serve como um gerador de gás para o motor turboshaft, onde um duto de turbina intermediário (ITD) substitui o bico de jato e conecta a turbina do gerador de gás com a turbina de potência. Além da turbina do gerador de gás existente, apenas a turbina de potência precisa ser projetada. Devido ao design simples desses motores de baixa faixa de potência, a parte de design da conversão é relativamente fácil de realizar e o gerador de gás existente é fácil de integrar. Já foram realizadas conversões utilizando os motores micro-turbojato JetCat-P200 [2] e Wren100 [3]. Neste artigo, dados do motor Olympus HP da AMT Países Baixos foram utilizados para a conversão [4]. Uma seção transversal deste motor é mostrada na Fig. 2. Como a AMT oferece uma "configuração universitária", vários trabalhos dependendo deste motor já foram publicados [5–9]. Bakalis e Stamatis [7] já publicaram uma calibração de modelo para fins educacionais relacionados a este motor. Uma ampla gama de dados de desempenho do Olympus HP sob condições operacionais transitórias também foi publicada por Leylek et al. [5] e Leylek [6], bem como por Rahman e Whidborne [8], com base em investigações experimentais e cálculos numéricos.

O conceito de design atual é limitado à operação em velocidade constante do rotor. Assim como nos helicópteros, é óbvio que os drones com propulsão a turbina a gás também devem ser operados em velocidade constante do rotor. Além disso, apenas dados do ponto de design são fornecidos pelo fabricante. Devido a essa falta de informações, as eficiências e perdas dos componentes do gerador de gás devem ser estimadas para determinar as condições de contorno da potência.

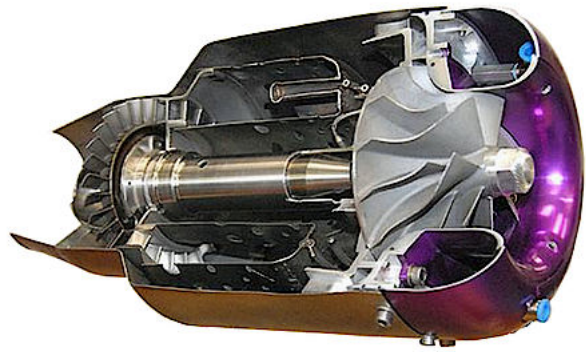


FIGURE 2. AMT OLYMPUS HP [12]

turbine. Therefore, a thermodynamic cycle model was developed with the commercial software IPSEpro. Since the model is designed for micro engines, additional losses due to heat transfer [10] leading to non adiabatic compression [11] occur, which have been considered. Furthermore it is desirable, that the power turbine's mean diameter is as large as possible to keep the propeller shaft speed in a low range. For a given work coefficient, the turbine speed reduces as the mean diameter increases. Due to the high speeds of the gas generator shaft, however, it is not possible to achieve sufficient speed reduction simply by increasing the power turbine's mean diameter. This is because the propeller shaft speed of the prototype drone is designed to run at 5000 rpm, while the gas generator shaft runs at 108500 rpm at the design point according to AMTs specifications (Tab. 1). The speed of the free running power turbine is about half of the gas generator shaft speed (Tab. 5). It is therefore necessary to provide an additional reduction gear between the power shaft and the propeller shaft. Therefore, different combinations of work coefficient and turbine mean diameter were examined to determine the combination leading to the lowest gear ratio in order to minimize gear box weight. Beside weight reduction, there are no restrictions depending the reduction gear box at first.

### POWER ESTIMATION

In the first step of the conversion, an appropriate jet engine has to be chosen. Since jet engines are usually characterized by Thrust  $F$  and mass flow rate  $\dot{m}$ , an equivalent power value must be calculated to estimate how much shaft power can be generated using a particular jet engine. According to the ideal turbojet cycle (Fig. 3), the kinetic energy  $c_{10}^2/2$  represents the available amount of energy which can be converted into shaft power. Thrust can be calculated using the equation of linear momentum, as can be seen in Eqn. (1).

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

TABLE 1. OLYMPUS HP SPECIFICATIONS [4]

Specifications	
Thrust [N]	230
Rotational speed [rpm]	108500
Compressor pressure ratio [-]	3.8
Air mass flow rate [kg/s]	0.45
Exhaust gas temperature (max) [°C]	700 (750)
Fuel consumption [kg/s]	0.01

Since the inlet velocity  $c_0$  equals 0 in case of hovering and  $c_0 \ll c_{10}$  in case of vertical lift, one can neglect  $c_0$  in Eqn. (1). Furthermore, an equivalent power value based on the kinetic energy, can be calculated with

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

Through combination of Eqn. (1) and (2), the available power can finally be obtained using only the given values  $F$  and  $\dot{m}$ , as shown in Eqn. (3).

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

The power estimation for the AMT Olympus HP according to

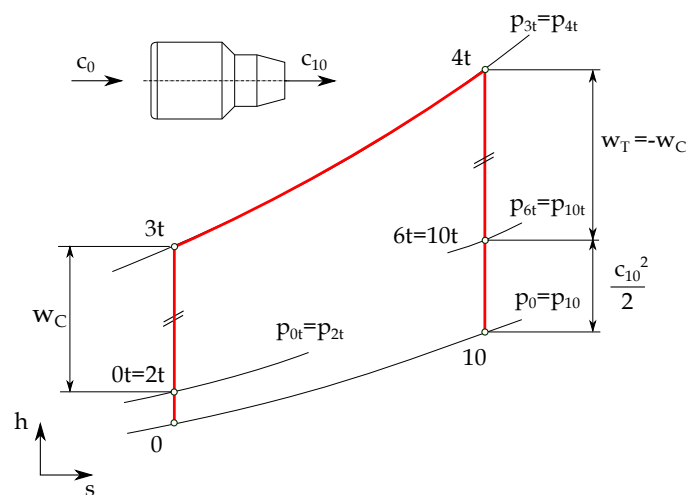


FIGURE 3. IDEAL TURBO JET CYCLE

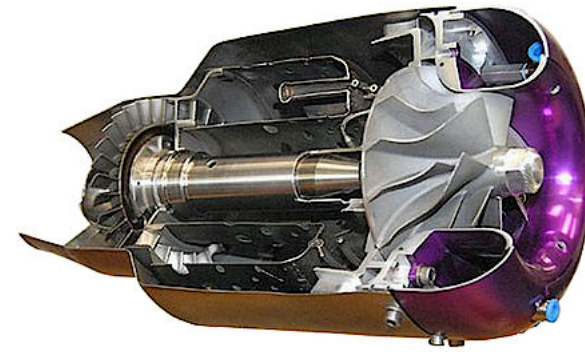


FIGURA 2. AMT OLYMPUSHP [12]

turbina. Portanto, um modelo de ciclo termodinâmico foi desenvolvido com o software comercial IPSEpro. Como o modelo é projetado para micro motores, ocorrem perdas adicionais devido à transferência de calor [10] que levam à compressão não adiabática [11], as quais foram consideradas. Além disso, é desejável que o diâmetro médio da turbina de potência seja o maior possível para manter a velocidade do eixo da hélice em uma faixa baixa. Para um dado coeficiente de trabalho, a velocidade da turbina diminui à medida que o diâmetro médio aumenta. No entanto, devido às altas velocidades do eixo do gerador de gás, não é possível alcançar uma redução de velocidade suficiente simplesmente aumentando o diâmetro médio da turbina de potência. Isso ocorre porque a velocidade do eixo da hélice do protótipo do drone é projetada para operar a 5000 rpm, enquanto o eixo do gerador de gás opera a 108500 rpm no ponto de projeto de acordo com as especificações da AMT (Tab. 1). A velocidade da turbina de potência em funcionamento livre é cerca da metade da velocidade do eixo do gerador de gás (Tab. 5). Portanto, é necessário fornecer uma redução adicional entre o eixo de potência e o eixo da hélice. Assim, diferentes combinações de coeficiente de trabalho e diâmetro médio da turbina foram examinadas para determinar a combinação que leva à menor relação de engrenagem, a fim de minimizar o peso da caixa de engrenagens. Além da redução de peso, não há restrições em relação à caixa de redução inicialmente.

### ESTIMATIVA DE POTÊNCIA

No primeiro passo da conversão, um motor a jato apropriado deve ser escolhido. Como os motores a jato são geralmente caracterizados por empuxo  $F$  e taxa de fluxo de massa  $\dot{m}$ , um valor de potência equivalente deve ser calculado para estimar quanta potência do eixo pode ser gerada usando um motor a jato específico. De acordo com o ciclo ideal de turbojato

(Fig. 3), a energia cinética  $c_{10}^2/2$  representa a quantidade disponível de energia que pode ser convertida em potência do eixo. O empuxo pode ser calculado usando a equação do momento linear, como pode ser visto na Eqn. (1).

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

TABELA 1. ESPECIFICAÇÕES OLYMPUSHP [4]

Especificações	
Empuxo [ N ]	230
Velocidade de rotação [ rpm ]	108500
Relação de pressão do compressor [-]	3.8
Taxa de fluxo de massa de ar [ kg/s ]	0.45
Temperatura dos gases de escape (máx) [° C ]	700 (750)
Consumo de combustível [ kg/s ]	0.01

Como a velocidade de entrada  $c_0$  é igual a 0 no caso de pairar e  $c_0 \ll c_{10}$  no caso de elevação vertical, pode-se negligenciar  $c_0$  na Eqn. (1). Além disso, um valor de potência equivalente baseado na energia cinética pode ser calculado com

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

Através da combinação da Eqn. (1) e (2), a potência disponível pode ser obtida finalmente usando apenas os valores dados  $F$  e  $\dot{m}$ , conforme mostrado na Eqn. (3).

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

A estimativa de potência para o AMT Olympus HP de acordo com

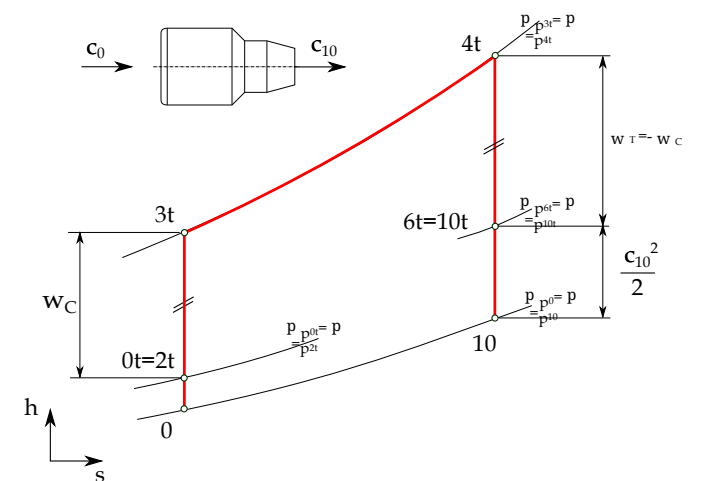


FIGURA 3. CICLO IDEAL DE TURBOJATO



Eqn. (3) leads to a convertible shaft power of 58.8 kW. The engine specifications given by AMT Netherlands can be seen in Tab. 1.

### THERMODYNAMIC CYCLE MODEL

According to the chosen jet engine Olympus HP, an appropriate cycle model has been created with the software IPSEpro. A first simplified model is shown in Fig. 4. Therefore, the existing jet engine, which serves as gas generator (GG), has been extended by a free running power turbine (PT). As the given compressor pressure ratio  $\Pi_C$  is defined as a static-to-static value according to AMT, the cycle calculation has been carried out with static values neglecting any pressure losses. Ambient conditions have to be defined at the compressor inlet as well as the ambient pressure at the PT-outlet. Due to the mentioned flight conditions, standard temperature and pressure (STP) have been defined. Unknown component efficiencies have to be estimated as good as possible at first and the heating value has to be defined according to the used propellant. Since the given engine specifications are valid under the usage of Kerosene Jet A-1, the heating value must correspond to this propellant and was therefore set to  $H_U=42800$  kJ/kg. First results under consideration of the given engine specifications show, that especially the turbine outlet temperature deviates strongly from the specified value (Initial model in Tab. 2). Because the turbine outlet conditions are most important for the conversion as the gas generator turbine outlet conditions are similar to the power turbine's inlet conditions, the model has been extended by several modifications to meet the given values (Fig. 5). The aim is to map the selected engine in the best possible way, to limit the unknown parameters as far as possible. First of all, the compressor pressure ratio has been reduced to consider non adiabatic compression [11], since inlet air is pre-heated due to the small dimensions. Since [5] and [7] both have measured a pressure ratio of 3.5 against the given value of 3.8 from AMT at the design point, it can be assumed that the non-adiabatic compression can be taken into account by reducing the

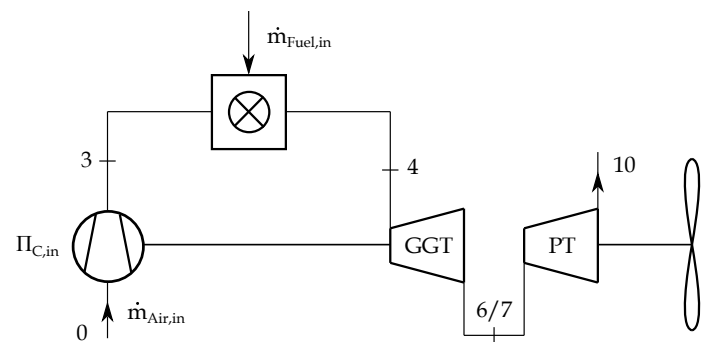


FIGURE 4. INITIAL CYCLE MODEL

pressure ratio by approximately 8 % (Eqn. (4)).

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

Furthermore, the air mass flow specified by AMT was increased by 10 % according to [6] (Eqn. (5)).

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

The given fuel mass flow rate has also been reduced by 11 %, to meet an appropriate EGT at the turbine outlet according to the measurements of [5] as listed in Tab. 2. This leads to a fuel mass flow according to Eqn. (6).

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

As [5] also describes, fuel mass flow given by AMT is measured directly at the fuel tank exit and includes fuel for lubrication. To consider this, the fuel mass flow which is defined at the combustion chamber inlet has to be reduced in the present model. Furthermore, a heat loss through the engine housing was taken into account. A value of 3 kW was considered in a first rough estimation for static heat transfer. By varying heat loss between 0 and 3 kW it turns out, that heat loss has only a minor effect on the EGT in this range. In addition, disc and shroud cooling have been considered as shown in Fig. 6. According to Rodgers [14], it is not possible to provide internal rotor cooling passage because of the small dimensions of micro-turbines. Depending on the GGT inlet temperature, an air mass flow rate of 2% for disc cooling purpose is assumed [14]. This mass flow rate does not take part at the combustion and is mixed into the hot gas stream at the turbine inlet. It is also assumed, that another 3% of the air mass flow

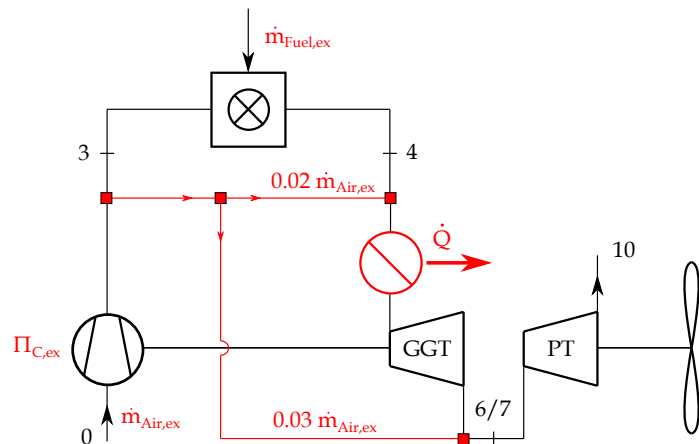


FIGURE 5. EXTENDED CYCLE MODEL

A Eqn. (3) leva a uma potência do eixo convertível de 58.8 kW. O en- as especificações do motor fornecidas pela AMT Países Baixos podem ser vistas em Tab. 1.

### MODELO DE CICLO TERMODINÂMICO

De acordo com o motor a jato Olympus HP escolhido, um modelo de ciclo apropriado foi criado com o software IPSEpro. Um primeiro modelo simplificado é mostrado na Fig. 4. Portanto, o motor a jato existente, que serve como gerador de gás (GG), foi ampliado por uma turbina de potência (PT) de funcionamento livre. Como a razão de pressão do compressor  $\Pi_C$  é definida como um valor estático para estático de acordo com a AMT, o cálculo do ciclo foi realizado com valores estáticos, desconsiderando quaisquer perdas de pressão. As condições ambientais devem ser definidas na entrada do compressor, assim como a pressão ambiental na saída da PT. Devido às condições de voo mencionadas, a temperatura e pressão padrão (STP) foram definidas. As eficiências de componentes desconhecidas devem ser estimadas o melhor possível inicialmente e o valor de aquecimento deve ser definido de acordo com o propelente utilizado. Como as especificações do motor dadas são válidas sob o uso de Kerosene Jet A-1, o valor de aquecimento deve corresponder a este propelente e, portanto, foi definido como  $H_U=42800$  kJ/kg. Os primeiros resultados, considerando as especificações do motor dadas, mostram que, especialmente, a temperatura de saída da turbina desvia fortemente do valor especificado (Modelo inicial na Tab. 2). Como as condições de saída da turbina são as mais importantes para a conversão, uma vez que as condições de saída da turbina do gerador de gás são semelhantes às condições de entrada da turbina de potência, o modelo foi ampliado por várias modificações para atender aos valores dados.

(Fig. 5). O objetivo é mapear o motor selecionado da melhor maneira possível, limitando os parâmetros desconhecidos tanto quanto possível.

Primeiramente, a relação de pressão do compressor foi reduzida para considerar a compressão não adiabática [11] uma vez que o ar de entrada é pré-aquecido devido às pequenas dimensões. Como [5] e [7] ambos mediram uma relação de pressão de 3.5 em relação ao valor dado de 3.8 da AMT no ponto de projeto, pode-se assumir que a compressão não adiabática pode ser levada em conta reduzindo o

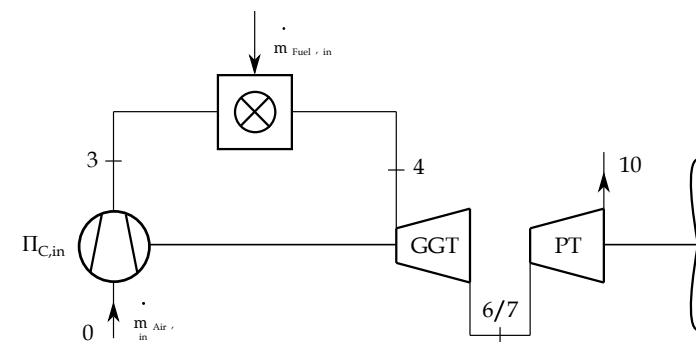


FIGURA 4. MODELO INICIAL DO CICLO

a relação de pressão em aproximadamente 8 % (Eqn. (4)).

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

Além disso, a taxa de fluxo de massa de ar especificada pela AMT foi aumentada em 10 % de acordo com [6] (Eqn. (5)).

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

A taxa de fluxo de massa de combustível fornecida também foi reduzida em 11 %, para atender a um EGT apropriado na saída da turbina de acordo com as medições de [5] conforme listado na Tab. 2. Isso leva a um fluxo de massa de combustível de acordo com a Eqn. (6).

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

Como [5] também descreve, o fluxo de massa de combustível fornecido pela AMT é medido diretamente na saída do tanque de combustível e inclui combustível para lubrificação. Para considerar isso, o fluxo de massa de combustível definido na entrada da câmara de combustão deve ser reduzido no modelo atual. Além disso, uma perda de calor através da carcaça do motor foi levada em conta. Um valor de 3 kW foi considerado e em uma primeira estimativa grosseira para a transferência de calor estática. Ao variar a perda de calor entre 0 e 3 kW, verifica-se que a perda de calor tem apenas um efeito menor no EGT nessa faixa. Além disso, o resfriamento de disco e o resfriamento de revestimento foram considerados, conforme mostrado na Fig. 6. De acordo com Rodgers [14], não é possível fornecer passagem de resfriamento interno do rotor devido às pequenas dimensões das micro-turbinas. Dependendo da temperatura de entrada do GGT, uma taxa de fluxo de massa de ar de 2% para fins de resfriamento de disco é assumida [14]. Essa taxa de fluxo não participa da combustão e é misturada ao fluxo de gás quente na entrada da turbina. Também se assume que outro 3% do fluxo de massa de ar.

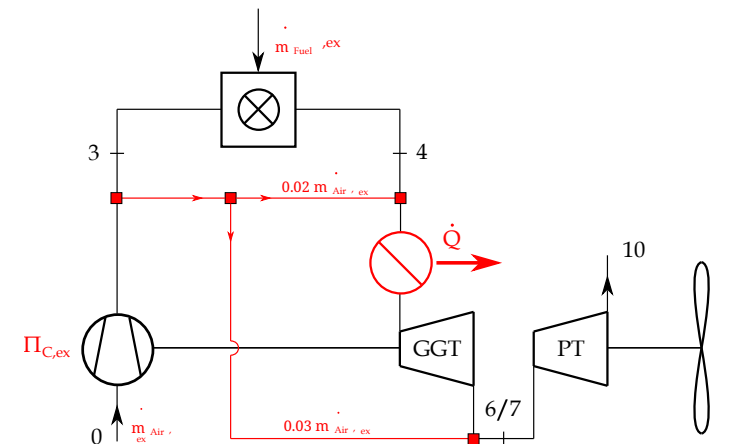


FIGURA 5. MODELO DE CICLO ESTENDIDO

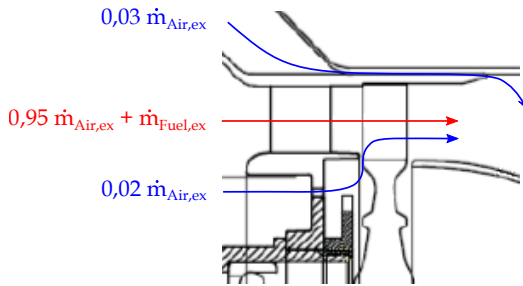


FIGURE 6. TURBINE COOLING AIR MASS FLOW [13]

rate does not take part at the expansion through the turbine and is mixed into the gas stream at the turbine outlet instead. This is done for the purpose of shroud cooling. This method is a common way of cooling within micro-turbomachinery. All these considerations lead to a reduced EGT by using the extended model. The comparison of the results are shown in Tab. 2. Due to lack of information, compressor and turbine efficiencies have been estimated with  $\eta_{sC}=0.74$  and  $\eta_{sT}=0.92$ . In accordance with [9] ( $\eta_{sC}=0.72$  and  $\eta_{sT}=0.85$ ), the chosen efficiencies represent a good approximation since the developed model from Vannoy and Cadou fits the measurements quite well. Turbine efficiency is slightly higher than in [9] but is however further reduced due to the considered amount of air mass flow, which is not taking part on the expansion. Furthermore, [2] uses a turbine efficiency of 0.89 for a comparable engine (JetCat P200,  $F=230$  N,  $\Pi_C=3.7$ ,  $\dot{m}_{Air}=0.45$  kg/s). Comparing the obtained EGTs, there is a good agreement between the extended model and the given values. To make the EGTs comparable, the static temperature gained from the modelling was converted into total temperature. Also, the measured value from [5] has been extrapolated to the maximum shaft speed ( $n=108500$  rpm) of the GG, since temperature is only provided at  $n=105700$  rpm. Furthermore, the extended model shows significant improvement over the initial model. It can therefore be assumed that all these factors must be taken into account in the modelling. A scheme of the final extended model

TABLE 2. COMPARISON OF SPECIFIED AND CALCULATED EGTs WITH DIFFERENT MODELS

Model / Exp.	EGT [°C]
AMT specifications (max)	700 (750) $\pm 2\%$
Exp. Leylek [5]	754
Initial model	908
Extended model	752

is shown in Fig. 5. Additionally, heat and frictions losses will probably occur at the ITD and can easily be adapted. Since the final dimensions of the ITD are not known at this time, this heat loss has not been taken into account for this model. In addition to the adequate EGT, the extended model calculates a shaft power of about 60 kW (without mechanical losses), which is in good agreement with the estimated power of 58.8 kW according to Eqn. (3).

### FLOW CONDITIONS Gas generator turbine

Figure 7 shows the single stage axial turbine of the GG. While pressure  $p$ , density  $\rho$  and temperature  $T$  at the turbine's inlet and outlet (section 4 and 6) have been gained through the thermodynamic cycle calculation, flow velocities have not been considered yet. However, this is necessary for the power turbine design. Therefore, at least the mean diameter  $d_m$  and blade lengths  $l_4$  and  $l_6$ , hence the flow areas  $A_4$  and  $A_6$  have to be known. For the given engine, the dimensions are  $d_m=73$  mm,  $l_4=10$  mm and  $l_6=12$  mm. According to the balance of mass, the guide vane inlet velocity  $c_4$  can then be calculated with

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

Due to lack of information, swirl free inflow has been assumed ( $c_4 = c_{4,z}$  and  $\alpha_4 = 90^\circ$ ). It is also to be assumed, that the turbine is designed in a way, where the absolute turbine outlet velocity is also widely without swirl ( $c_6 = c_{6,z}$  and  $\alpha_6 = 90^\circ$ ). This is because thrust is as high as possible in this case for a specified velocity. Under this assumption, the absolute velocity  $c_6$  can also be obtained with the balance of mass according to Eqn. (7). To support the assumption, a mean line analysis has been carried out. Therefore an iterative loop using MATHCAD has been created as shown in Fig. 8. With the gained enthalpies  $h_4$  and  $h_6$  from the thermodynamic cycle calculation and the pre-calculated velocities  $c_4$  and  $c_6$ , one can calculate the absolute and relative velocities at section 5, whereby the degree of reaction  $R_k$  and the absolute flow angle  $\alpha_5$  must also be estimated with an initial guess at first. Therefore, common values for reaction stages according to Tab. 3 can be used.

TABLE 3. GUIDELINE VALUES FOR REACTION STAGES

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

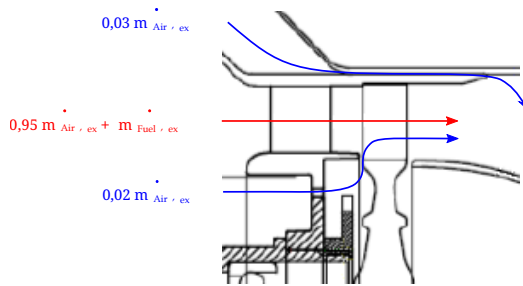


FIGURA 6. FLUXO DE MASSA DE AR DE RESFRIAMENTO DA TURBINA [13]

a taxa não participa da expansão através da turbina e é misturada ao fluxo de gás na saída da turbina. Isso é feito para o propósito de resfriamento de revestimento. Este método é uma maneira comum de resfriamento dentro da micro-turbomáquina. Todas essas considerações levam a uma redução do EGT ao usar o modelo estendido. A comparação dos resultados é mostrada na Tab. 2. Devido à falta de informações, as eficiências do compressor e da turbina foram estimadas em  $\eta_{sC}=0.74$  e  $\eta_{sT}=0.92$ . De acordo com [9]

( $\eta_{sC}=0.72$  e  $\eta_{sT}=0.85$ ), as eficiências escolhidas representam uma boa aproximação, uma vez que o modelo desenvolvido por Vannoy e Cadou se ajusta bastante bem às medições. A eficiência da turbina é ligeiramente superior à de [9], mas é, no entanto, ainda mais reduzida devido à quantidade considerada de fluxo de massa de ar, que não participa da expansão. Além disso, [2] utiliza uma eficiência de turbina de 0.89 para um motor comparável (JetCat P 200,  $F=230$  N,  $\Pi_C=3.7$ ,  $\dot{m}_{Air}=0.45$  kg/s). Comparando os EGTs obtidos, há uma boa concordância entre o modelo estendido e os valores fornecidos. Para tornar os EGTs comparáveis, a temperatura estática obtida a partir da modelagem foi convertida em temperatura total. Além disso, o valor medido de [5] foi extrapolado para a velocidade máxima do eixo ( $n=108500$  rpm) do GG, uma vez que a temperatura é fornecida apenas a  $n=105700$  rpm. Além disso, o modelo estendido mostra uma melhoria significativa em relação ao modelo inicial. Pode-se, portanto, supor que todos esses fatores devem ser levados em conta na modelagem. Um esquema do modelo final estendido

TABELA 2. COMPARAÇÃO DOS EGTs ESPECIFICADOS E CALCULADOS COM DIFERENTES MODELOS

Modelo / Exp.	EGT [°C]
especificações AMT (máx)	700 (750) $\pm 2\%$
Exp. Leylek [5]	754
Modelo inicial	908
Modelo estendido	752

é mostrado na Fig. 5. Além disso, perdas de calor e fricção provavelmente ocorrerão no ITD e podem ser facilmente adaptadas. Como as dimensões finais do ITD não são conhecidas neste momento, essa perda de calor não foi levada em conta para este modelo. Além da EGT adequada, o modelo estendido calcula uma potência do eixo de cerca de 60 kW (sem perdas mecânicas), o que está em boa concordância com a potência estimada de 58,8 kW de acordo com a Eqn. (3).

### CONDIÇÕES DE FLUXO

#### Turbina do gerador de gás

A Figura 7 mostra a turbina axial de estágio único do GG. Enquanto a pressão  $p$ , a densidade  $\rho$  e a temperatura  $T$  na entrada e saída da turbina (seções 4 e 6) foram obtidas através do cálculo do ciclo termodinâmico, as velocidades de fluxo ainda não foram consideradas. No entanto, isso é necessário para o projeto da turbina de potência. Portanto, pelo menos o diâmetro médio  $d_m$  e os comprimentos das lâminas  $l_4$  e  $l_6$ , assim como as áreas de fluxo  $A_4$  e  $A_6$  precisam ser conhecidos. Para o motor dado, as dimensões são  $d_m=73$  mm,  $l_4=10$  mm e  $l_6=12$  mm. De acordo com o balanço de massa, a velocidade de entrada da lâmina guia  $c_{c4}$  pode então ser calculada com

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

Devido à falta de informações, foi assumido um fluxo de entrada sem vórtices ( $c_{c4} = c_{c4,z}$  e  $\alpha_4 = 90^\circ$ ). Também se deve assumir que a turbina é projetada de forma que a velocidade absoluta na saída da turbina seja amplamente sem vórtice ( $c_{c6} = c_{c6,z}$  e  $\alpha_6 = 90^\circ$ ). Isso ocorre porque o empuxo é o mais alto possível neste caso para uma velocidade especificada. Sob essa suposição, a velocidade absoluta  $c_{c6}$  também pode ser obtida com o balanço de massa de acordo com a Eqn. (7). Para apoiar a suposição, uma análise da linha média foi realizada. Portanto, um loop iterativo usando MATHCAD foi criado, conforme mostrado na Fig. 8. Com as entalpias obtidas  $h_{t4}$  e  $h_{t6}$  do cálculo do ciclo termodinâmico e as velocidades pré-calculadas  $c_{c4}$  e  $c_{c6}$ , pode-se calcular as velocidades absolutas e relativas na seção 5, sendo que o grau de reação  $R_k$  e o ângulo de fluxo absoluto  $\alpha_5$  também devem ser estimados com um palpite inicial a princípio. Portanto, valores comuns para estágios de reação de acordo com a Tab. 3 podem ser utilizados.

TABELA 3. VALORES DE DIRETRIZ PARA ESTÁGIOS DE REAÇÃO

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

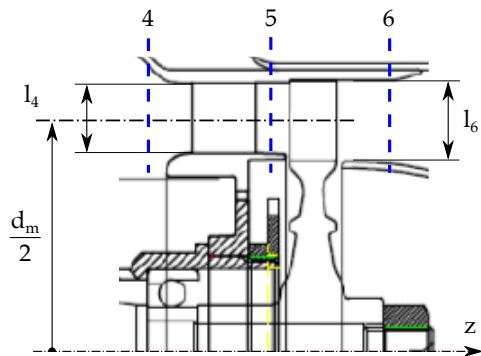


FIGURE 7. AMT OLYMPUS HP GG-TURBINE [13]

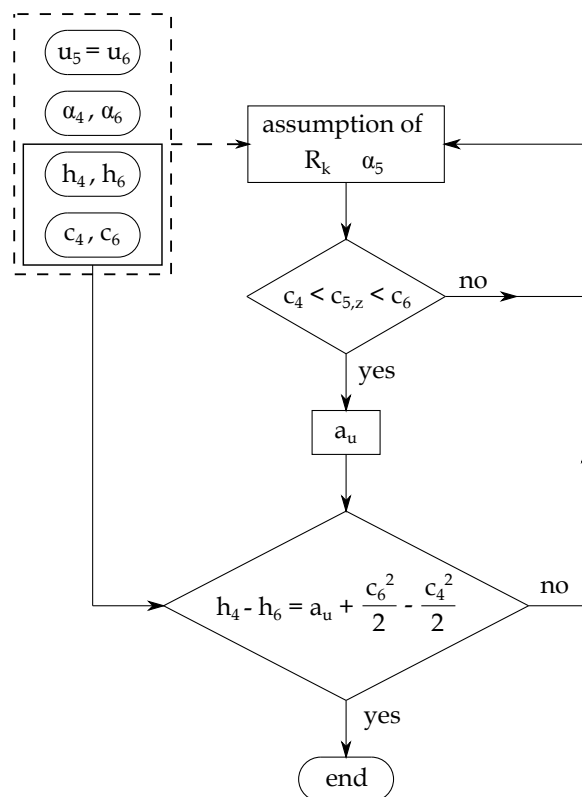


FIGURE 8. GG-TURBINE FLOW CHART

Finally the specific work and the power of the turbine can be calculated respectively. This value can now be compared with the gained value from the thermodynamic cycle calculation. In case of good agreement, the calculation is finished and it can be assumed, that swirl-free outflow represents an optimal flow condition conventionally sought. The results for the chosen engine are shown in Tab. 4. Flow coefficient  $\phi = c_{5m}/u_m = 0.68$ , work coefficient  $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$  and degree of reaction  $R_k = 0.52$

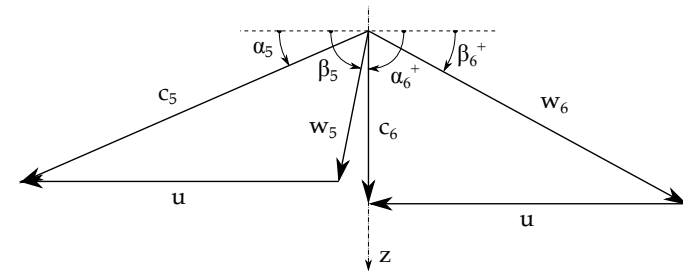


FIGURE 9. VELOCITY TRIANGLE GG-TURBINE

take conventional values. This also indicates, that the assumed values correspond quite well to the real engine. Figure 9 shows the velocity triangles of the turbine stage. The cross-sectional expansion over the stage is too weak to ensure constant meridional velocity  $c_z$  for the dominant decrease of density. It is therefore obvious that the meridional velocity increases.

TABLE 4. GG-TURBINE FLOW CONDITIONS

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

### POWER TURBINE DESIGN Main dimensions

To design the power turbine, another iteration loop has been developed to obtain the main dimensions of the turbine via mean line analysis (Fig. 10). Besides the calculation of the flow velocities, the conservations of energy and mass have to be fulfilled. Power  $P_P$  and speed  $n_P$  of the propeller shaft are given and depend on the mentioned UAV requirements. Furthermore, mass flow rate is given and optimal swirl free outlet flow ( $\alpha_9 = 90^\circ$ ) is assumed. Work coefficient  $\lambda_{PT}$ , mean diameter  $d_{m,PT}$  and blade height  $l_{PT}^*$  must be chosen initially. Then, a required gearbox ratio  $i$  can already be calculated. As a guideline for the initial guess, the following limitations have been specified:

- $1 \leq \lambda_{PT} \leq 2$
- $\alpha_8 \leq 40^\circ$
- $d_{m,PT,max} = 2 \cdot d_{m,GG}$
- $l_{PT} \leq l_{GG}$

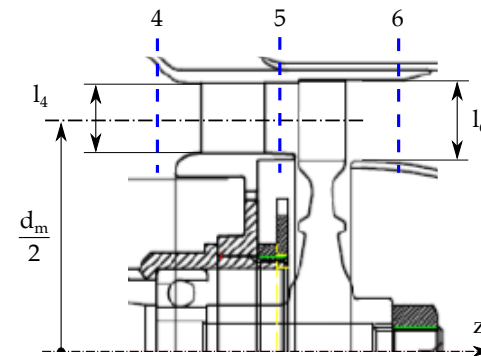


FIGURA 7. AMTOLYMPUSHP GG-TURBINE [13]

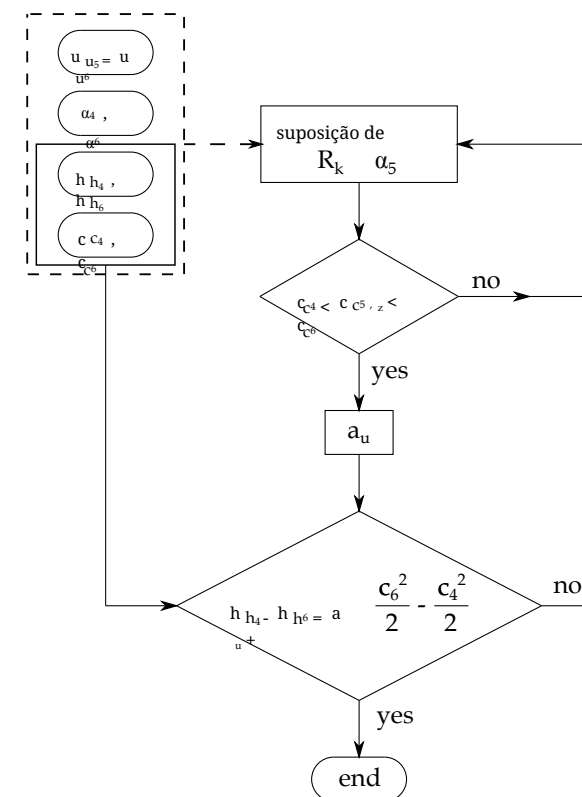


FIGURA 8. FLUXOGRAMA GG-TURBINE

Finalmente, o trabalho específico e a potência da turbina podem ser calculados, respectivamente. Este valor pode agora ser comparado com o valor obtido a partir do cálculo do ciclo termodinâmico. Em caso de boa concordância, o cálculo está finalizado e pode-se assumir que o escoamento sem vórtices representa uma condição de escoamento ótima convencionalmente buscada. Os resultados para o motor escolhido estão mostrados na Tab. 4. Coeficiente de fluxo  $\phi = c_{5m}/u_m = 0.68$ , coeficiente de trabalho  $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$  e grau de reação  $R_k = 0.52$ .

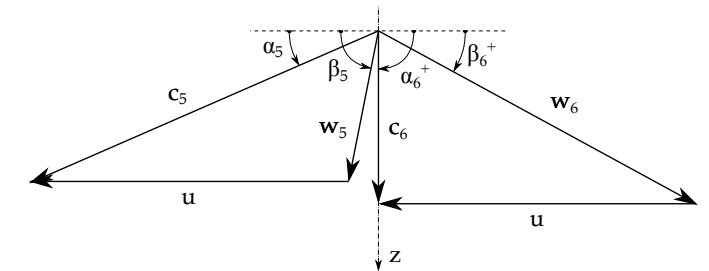


FIGURA 9. TRIÂNGULO DE VELOCIDADE GG-TURBINE

assumir valores convencionais. Isso também indica que os valores assumidos correspondem bastante bem ao motor real. A Figura 9 mostra os triângulos de velocidade da etapa da turbina. A expansão da seção transversal ao longo da etapa é muito fraca para garantir uma velocidade meridional constante  $c_z$  devido à diminuição dominante da densidade. Portanto, é óbvio que a velocidade meridional aumenta.

TABELA 4. CONDIÇÕES DE FLUXO GG-TURBINE

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

### DESENHO DE TURBINA DE POTÊNCIA Dimensões principais

Para projetar a turbina de potência, um novo ciclo de iteração foi desenvolvido para obter as dimensões principais da turbina por meio da análise da linha média (Fig. 10). Além do cálculo das velocidades de fluxo, as conservações de energia e massa devem ser atendidas. A potência  $P_P$  e a velocidade  $n_P$  do eixo da hélice são fornecidas e dependem dos requisitos mencionados do VANT. Além disso, a taxa de fluxo de massa é fornecida e um fluxo de saída ideal sem vórtices ( $\alpha_9 = 90^\circ$ ) é assumido. O coeficiente de trabalho  $\lambda_{PT}$ , o diâmetro médio  $d_{m,PT}$  e a altura da lâmina  $l_{PT}^*$  devem ser escolhidos inicialmente. Em seguida, uma relação de caixa de câmbio  $i$  pode já ser calculada. Como diretriz para o palpite inicial, as seguintes limitações foram especificadas:

- $1 \leq \lambda_{PT} \leq 2$
- $\alpha_8 \leq 40^\circ$
- $d_{m,PT,max} = 2 \cdot d_{m,GG}$
- $l_{PT} \leq l_{GG}$

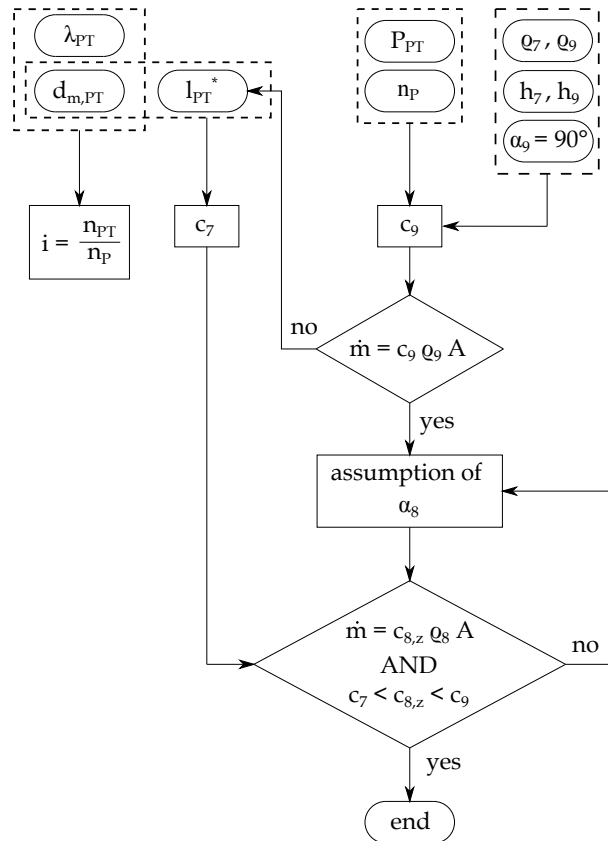


FIGURE 10. PT-TURBINE DESIGN FLOW CHART

mm, what leads to a blade height of 12.5 mm and furthermore to an ITD-area ratio of  $AR = 1.43$ .

TABLE 5. POWER TURBINE DESIGN VARIANTS

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

### Blade row

Based on the mean line analysis, a preliminary blade row was created. Therefore, adequate blade row parameters according to the calculated flow velocities and flow angles have to be chosen. These are basically stagger angle, chord to pitch ratio, leading edge- and trailing edge radius and wedge angles. First of all, a Zweifel coefficient  $\Psi$  was chosen, which describes the ratio of actual to maximum possible tangential aerodynamic force acting on the blade (8).

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

After that, an optimal axial chord to pitch ratio based on the obtained flow angles can be calculated according to [15]. To do this,  $\Psi$  was set to 1 at first. Common values lie in a range of  $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$ , as Wilson and Korakianitis show [16]. They also give good guidelines for the calculation of preliminary design of

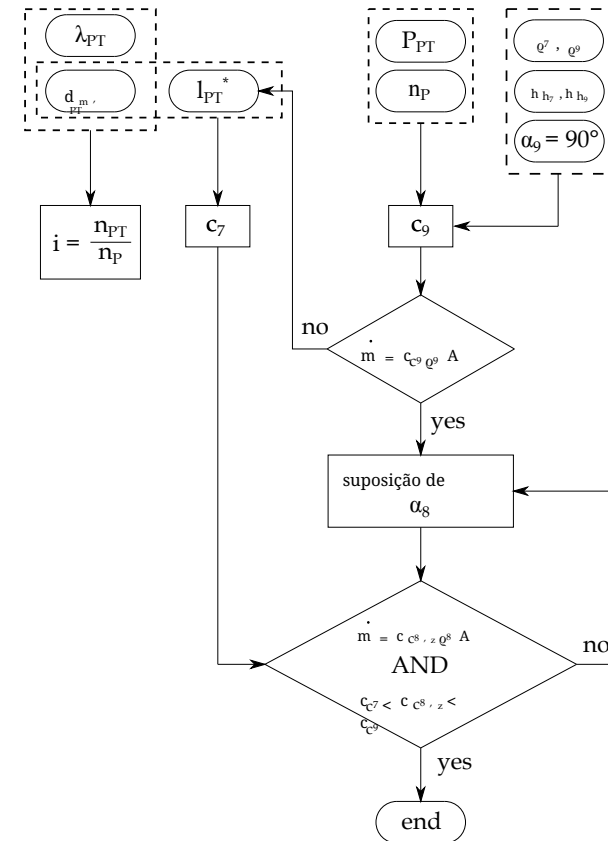


FIGURA 10. FLUXOGRAMA DE DESIGN DA TURBINA PT

Com a conservação de energia e as condições de contorno obtidas a partir do cálculo do ciclo, a velocidade de saída absoluta  $c_{c9}$  pode ser obtida. Usando a velocidade calculada, a taxa de fluxo de massa deve corresponder ao valor dado para atender ao balanço de massa. Se os valores não concordarem, a altura da lâmina deve ser alterada. Deve-se mencionar que a altura da lâmina foi escolhida para ser constante ao longo de todo o estágio. Como já mostrado para a turbina GG, o ângulo de fluxo absoluto  $\alpha_8$  deve ser escolhido para atender à conservação de massa na seção 8. Enquanto o cálculo do ciclo fornece apenas valores nas seções 7 e 9, a densidade na saída da lâmina guia foi calculada sob a suposição de expansão isentrópica. Este loop de cálculo foi finalmente realizado para diferentes coeficientes de trabalho ( $1 \leq \lambda \leq 1.8$ ). Para cada  $\lambda$ , três diâmetros médios diferentes (90 mm, 95 mm e 100 mm) foram escolhidos. Isso leva a diferentes graus de reação, relações de caixa de câmbio, ângulos de saída do fluxo da lâmina guia e velocidades circunferenciais, conforme mostrado na Tab. 5. Um coeficiente de trabalho de 1,1 resulta em um grau de reação de  $\sim 0.5$ . Como as lâminas guia e as lâminas do rotor podem ser projetadas da mesma forma com esta configuração, esses valores foram escolhidos para a conversão. Além disso, a caixa de câmbio com a menor relação de caixa de câmbio foi selecionada em favor do menor peso em  $\lambda = 1.1$ . Portanto, o diâmetro médio do estágio foi definido como 100.

mm, o que leva a uma altura de lâmina de 12,5 mm e, além disso, a uma razão da área ITD de  $AR = 1.43$ .

TABELA 5. VARIANTES DE DESIGN DA TURBINA DE POTÊNCIA

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

### Fileira de lâminas

Com base na análise da linha média, uma fileira de lâminas preliminar foi criada. Portanto, parâmetros adequados da fileira de lâminas de acordo com as velocidades de fluxo e ângulos de fluxo calculados devem ser escolhidos. Estes são basicamente ângulo de deslocamento, relação de corda para passo, raio da borda de ataque e raio da borda de fuga, além dos ângulos de cunha. Antes de tudo, um coeficiente de Zweifel  $\Psi$  foi escolhido, que descreve a relação entre a força aerodinâmica tangencial real e a máxima possível atuando na lâmina (8).

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

Depois disso, uma relação de corda para passo axial ótima baseada nos ângulos de fluxo obtidos pode ser calculada de acordo com [15]. Para isso,  $\Psi$  foi definido como 1 inicialmente. Valores comuns estão em uma faixa de  $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$ , como mostram Wilson e Korakianitis [16]. Eles também fornecem boas diretrizes para o cálculo do projeto preliminar de



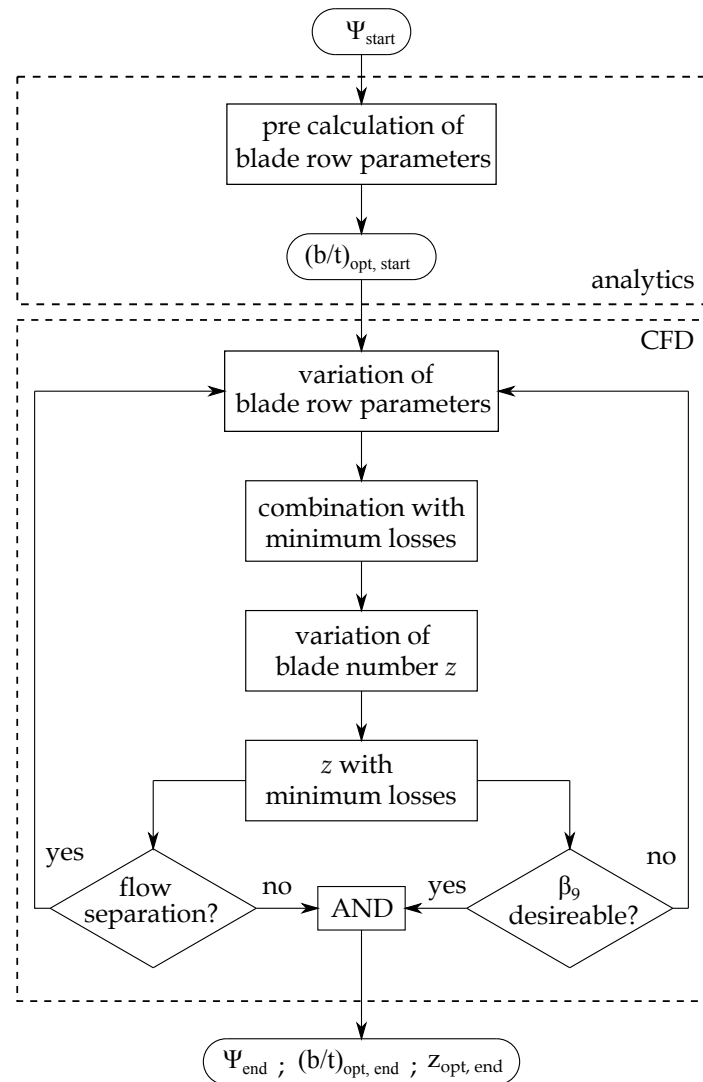


FIGURE 11. OPTIMAL BLADE NUMBER FLOW CHART

the blade profile and the selection of parameters which were used during this design. After a preliminary blade row was obtained, CFD simulations were used to improve the blade geometry in terms of minimizing losses. Therefore, different design points covering different combinations of blade row parameters have been investigated to find a configuration with minimal losses. The different design points were created automatically using optimal space filling method. The varied blade parameters are stagger angle, leading/trailing edge radius and wedge angles, throat width, throat angle and exit blade angle. As objective function, total pressure loss coefficient

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

was chosen. The pressure values have been averaged by mass. Beside the blade row parameters, the number of blades  $z_B$  has been varied for a constant selected axial blade chord  $b$ . According to Eqn. (8), an optimal axial chord to pitch ratio can be obtained by changing the number of blades. For every variation of blade row parameters, the number of blades was changed between 27 (first obtained through Wilson method) and 60. Furthermore, it has to be checked, if the calculated flow field is free of flow separation and if the actual exit flow angle is in agreement with the calculated value from the mean line analysis (Fig. 11). Due to small blade heights, blades have been designed cylindrically.

### CFD setup

The CFD calculations have been carried out with the commercial software ANSYS FLUENT 18.1 assuming steady-state, compressible flow with a relativ inlet Mach number of  $Ma_{w,1} = 0.42$ , which was obtained previously through the analytical design. First of all, the blade row has therefore been designed with ANSYS DESIGN MODELER and the 3D mesh was created with ANSYS TURBO GRID, consisting of about 78000 cells per blade sector with  $y^+ < 1$ . Under the assumption of uniform inflow conditions, a sector model with periodic boundary conditions was used. Since compressible flow is supposed, total pressure at inlet and static pressure under consideration of radial equilibrium at the outlet have been used as boundary conditions. Due to the small dimensions, profile Reynolds number is in the order of  $5 \cdot 10^4$ . To cover turbulent effects, the SST  $k-\omega$  turbulence model by Menter [17] including low Reynolds number correction has been used. The turbulent intensity has been set to 2% and a turbulent length scale of  $0.01 \cdot t$  according to [18] was used at the inlet.

### Results

Figure 12 shows the velocity field with streamlines of three different blade rows at mean section. Figure 12-(a) shows the initial blade row geometry which was obtained analytically. The number of blades was chosen for optimum chord to pitch ratio according to Eqn. (8) for  $\Psi = 1$ . The calculation results show a significant flow separation at the suction side due to low chord to pitch ratio and insufficient blade row parameters. Increasing number of blades, and consequently increasing the  $b/t$  ratio for this initial blade geometry shows, that minimum losses occur not at  $b/t = 1.12$  as expected through calculation with the criteria of Zweifel according to Eqn. (8). It is suspected, that this is due to higher risk of flow separation at the suction side, when profile Reynolds number is low. Figure 12-(b) shows the streamlines at optimum blade number for an improved blade geometry. One can see, that the flow separation is now smaller in comparison to (a). For optimal blade number ( $b/t = 1.41$ ), where  $\omega$  is at a minimum for this geometry,  $\Psi$  takes a value of 0.79. This cor-

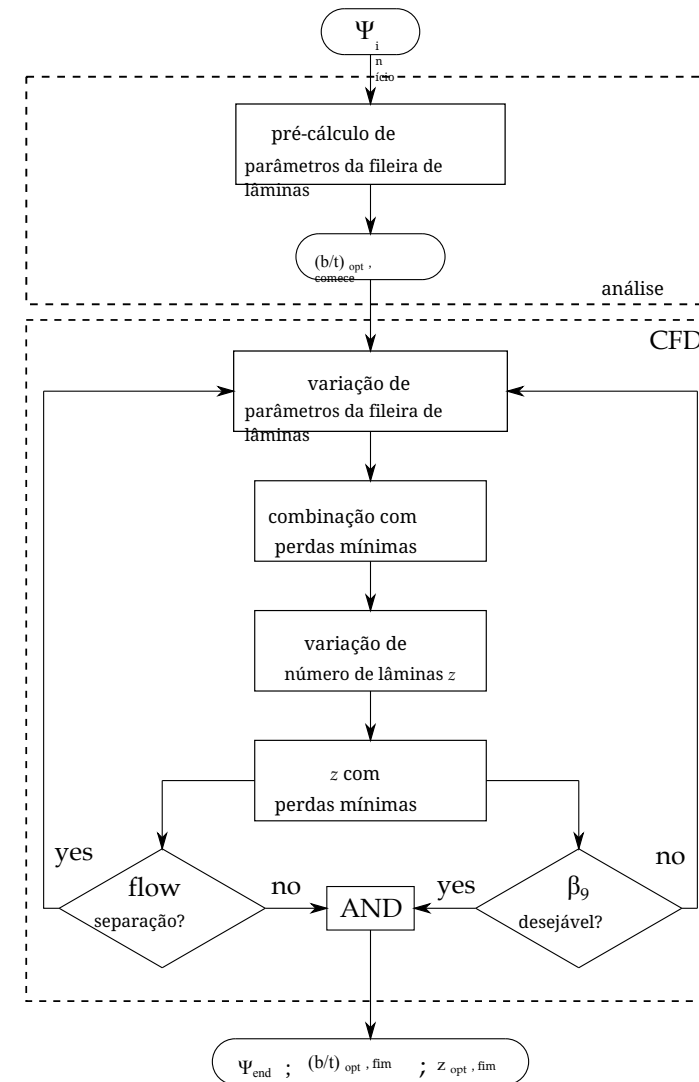


FIGURA 11. GRÁFICO DO NÚMERO ÓTIMO DE LÂMINAS

o perfil da lâmina e a seleção de parâmetros que foram utilizados durante este design. Após a obtenção de uma fileira de lâminas preliminar, simulações de CFD foram utilizadas para melhorar a geometria da lâmina em termos de minimização de perdas. Portanto, diferentes pontos de design cobrindo diferentes combinações de parâmetros da fileira de lâminas foram investigados para encontrar uma configuração com perdas mínimas. Os diferentes pontos de design foram criados automaticamente usando o método de preenchimento de espaço ótimo. Os parâmetros da lâmina variados são ângulo de deslocamento, raio da borda de ataque/fuga e ângulos de cunha, largura da garganta, ângulo da garganta e ângulo da lâmina de saída. Como função objetivo, foi escolhido o coeficiente de perda de pressão total.

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

Os valores de pressão foram calculados pela média da massa. Além dos parâmetros da fileira de lâminas, o número de lâminas  $z_B$  foi variado para uma corda axial de lâmina selecionada constante  $b$ . De acordo com a Eqn. (8), uma relação ótima de corda axial para passo pode ser obtida alterando o número de lâminas. Para cada variação dos parâmetros da fileira de lâminas, o número de lâminas foi alterado entre 27 (primeiro obtido através do método de Wilson) e 60. Além disso, deve-se verificar se o campo de fluxo calculado está livre de separação de fluxo e se o ângulo de saída real está de acordo com o valor calculado a partir da análise da linha média (Fig. 11). Devido às pequenas alturas das lâminas, as lâminas foram projetadas de forma cilíndrica.

### Configuração de CFD

Os cálculos de CFD foram realizados com o software comercial ANSYS FLUENT 18.1, assumindo fluxo compressível em estado estacionário com um número de Mach de entrada relativo de  $Ma_{w,1} = 0.42$ , que foi obtido anteriormente através do projeto analítico. Em primeiro lugar, a fileira de lâminas foi projetada com o ANSYS DESIGN MODELER e a malha 3D foi criada com o ANSYS TURBO GRID, consistindo de cerca de 78000 células por setor de lâmina com  $y^+ < 1$ . Sob a suposição de condições de fluxo uniforme, um modelo de setor com condições de contorno periódicas foi utilizado. Como se supõe fluxo compressível, a pressão total na entrada e a pressão estática, considerando o equilíbrio radial na saída, foram utilizadas como condições de contorno. Devido às pequenas dimensões, o número de Reynolds do perfil está na ordem de  $5 \cdot 10^4$ . Para cobrir os efeitos turbulentos, foi utilizado o modelo de turbulência SST  $k-\omega$  de Menter [17], incluindo correção para baixo número de Reynolds. A intensidade turbulenta foi definida como 2% e uma escala de comprimento turbulento de  $0.01 \cdot t$  de acordo com [18] foi utilizada na entrada.

### Resultados

A FIGURA 12 mostra o campo de velocidade com linhas de corrente de três fileiras de lâminas diferentes na seção média. A figura 12-(a) mostra a geometria inicial da fileira de lâminas que foi obtida analiticamente. O número de lâminas foi escolhido para uma relação ótima de corda para passo de acordo com a Eqn. (8) para  $\Psi = 1$ . Os resultados do cálculo mostram uma separação de fluxo significativa no lado de sucção devido à baixa relação de corda para passo e parâmetros insuficientes da fileira de lâminas. Aumentar o número de lâminas e, conseqüentemente, aumentar a relação de  $b/t$  para esta geometria inicial da lâmina mostra que as perdas mínimas não ocorrem em  $b/t = 1.12$  como esperado através do cálculo com os critérios de Zweifel de acordo com a Eqn. (8). Suspeita-se que isso se deva ao maior risco de separação de fluxo no lado de sucção, quando o número de Reynolds do perfil é baixo. A figura 12-(b) mostra as linhas de corrente no número ótimo de lâminas para uma geometria de lâmina melhorada. Pode-se ver que a separação de fluxo agora é menor em comparação com (a). Para o número ótimo de lâminas ( $b/t = 1.41$ ), onde  $\omega$  está em um mínimo para esta geometria,  $\Psi$  assume um valor de 0.79. Este cor-



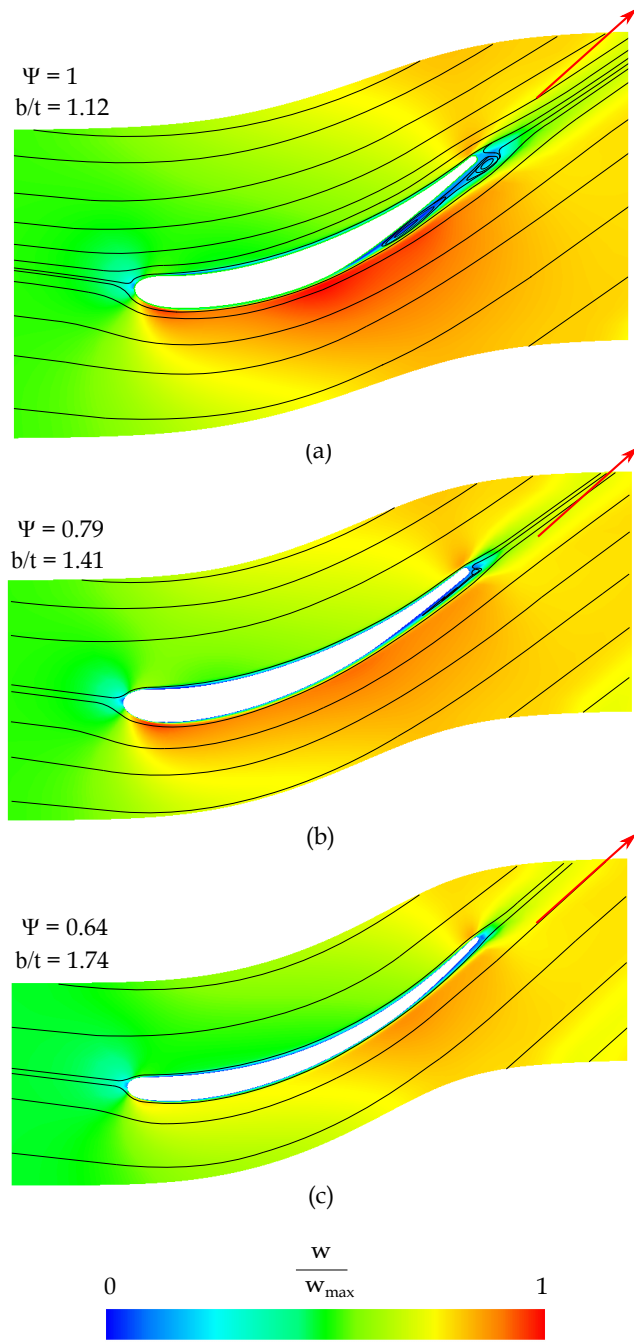


FIGURE 12. STREAMLINE-VELOCITY PLOT

responds very well to Zweifel, where optimum chord to pitch ratio takes a value of 1.40 for  $\Psi = 0.8$  at given flow angles. Furthermore it can be seen, that the outflow angle  $\beta_0$  meets not the required value for configuration (a) and (b). Figure 12-(c) shows the final preliminary blade row. Flow separation has now completely vanished and the exit flow angle corresponds well to the

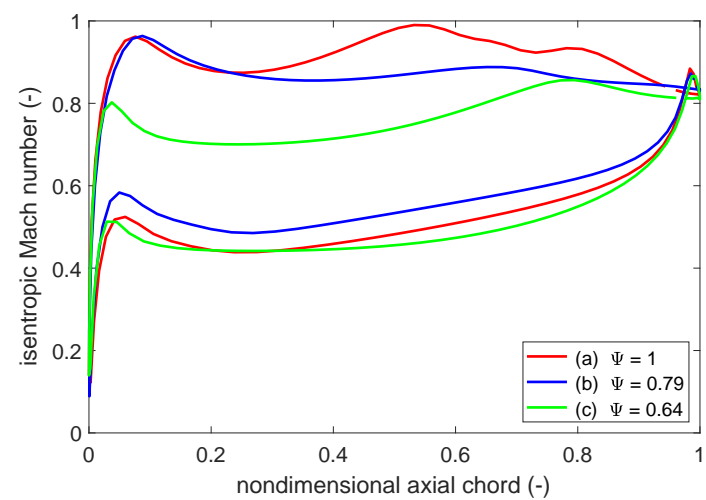


FIGURE 13. ISENTROPIC MACH NUMBER DISTRIBUTION

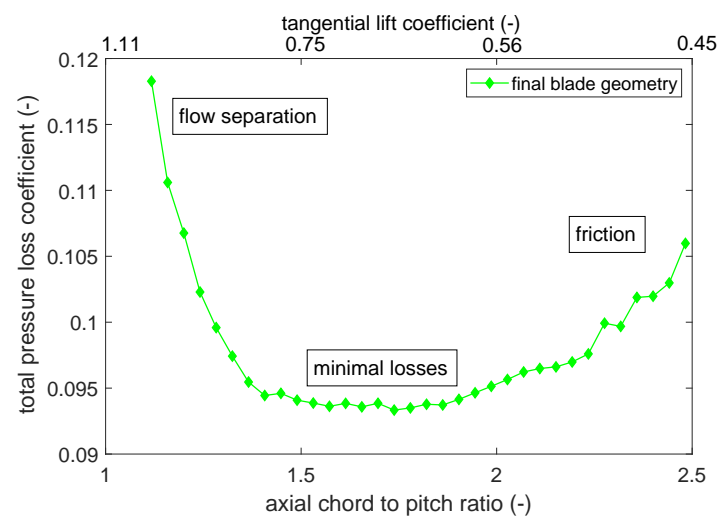


FIGURE 14. TOTAL PRESSURE LOSS

value gained through mean line analysis for the specified power output. The red arrow in Fig. 12 represents the desired exit flow direction. During the design process, one can see that the blade geometry becomes thinner as the process continues. Suction side curvature becomes more smooth towards configuration (c), what could be a further reason for the deviation of the Zweifel prediction for profile (a). Furthermore, the maximum velocity on the suction side is shifted towards the trailing edge.

The Mach number distributions over the blade surfaces are shown in Fig. 13. The distributions on the pressure side are widely similar for all cases because the pressure side geometry was hardly been changed. On the other hand, the suction side distribution shows a significant change during the improvement process. The initial blade row shows a highly fluctuating

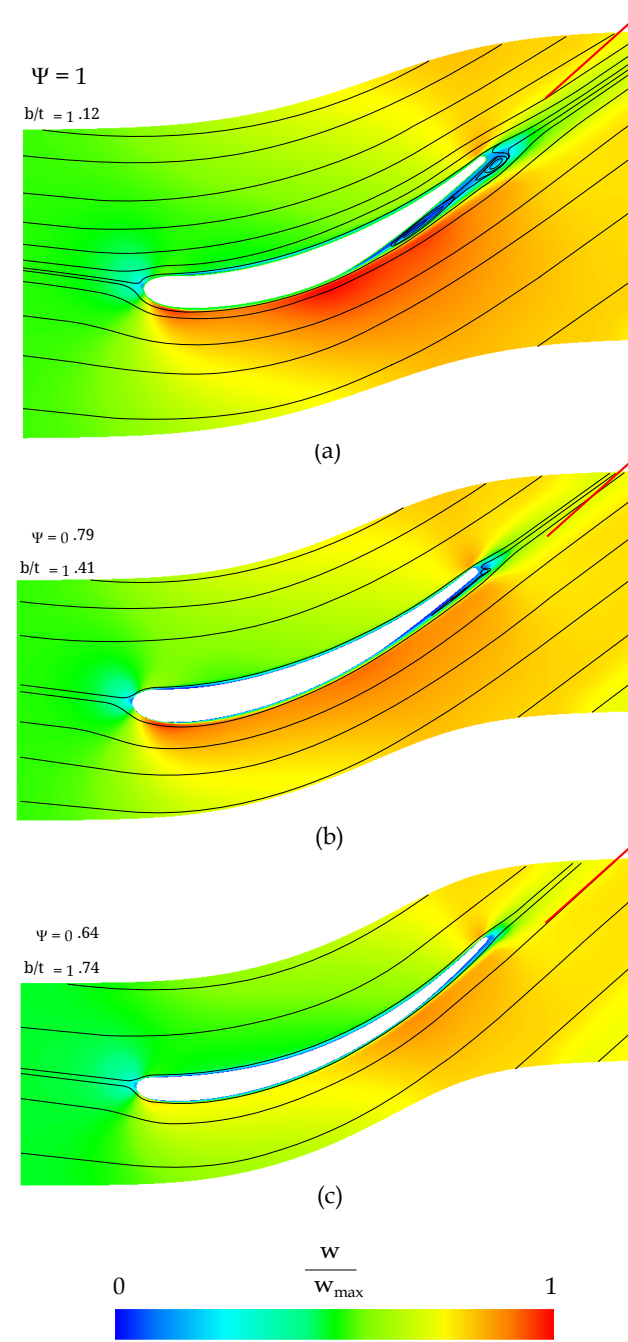


FIGURA 12. GRÁFICO DE VELOCIDADE DE LINHA DE CORRENTE

responde muito bem ao Zweifel, onde a relação ótima de corda para passo assume um valor de 1.40 para  $\Psi = 0.8$  em ângulos de fluxo dados. Além disso, pode-se observar que o ângulo de escoamento  $\beta_0$  não atende ao valor requerido para as configurações (a) e (b). A Figura 12-(c) mostra a fileira final preliminar de lâminas. A separação de fluxo agora desapareceu completamente e o ângulo de fluxo de saída corresponde bem ao

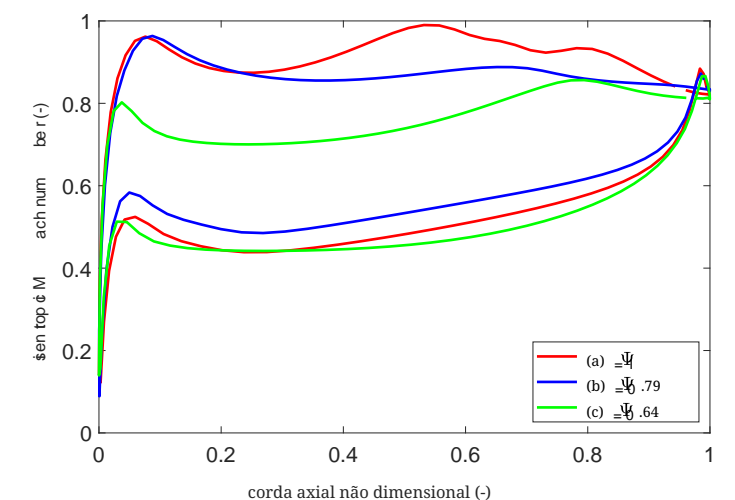


FIGURA 13. DISTRIBUIÇÃO DO NÚMERO DE MACH ISENTRÓPICO

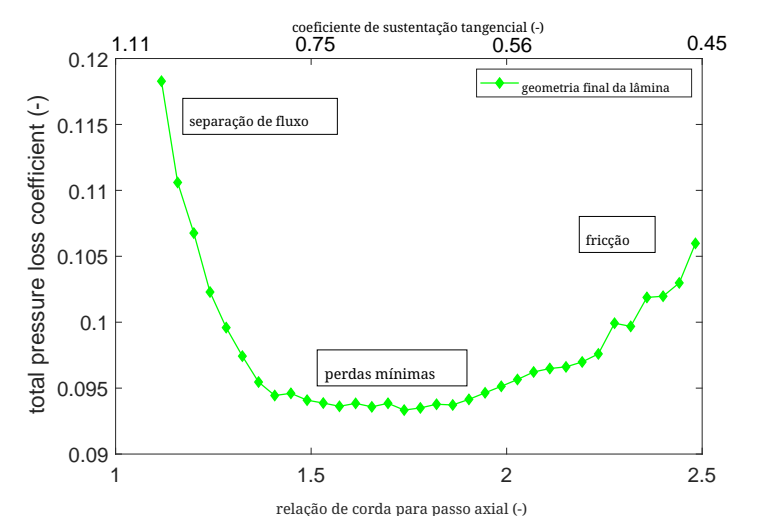


FIGURA 14. PERDA DE PRESSÃO TOTAL

valor obtido através da análise da linha média para a potência de saída especificada. A seta vermelha na Fig. 12 representa a direção desejada do fluxo de saída. Durante o processo de design, pode-se ver que a geometria da lâmina se torna mais fina à medida que o processo avança. A curvatura do lado de sucção torna-se mais suave em direção à configuração (c), o que pode ser uma razão adicional para a divergência da previsão de Zweifel para o perfil (a). Além disso, a velocidade máxima no lado de sucção é deslocada em direção à borda de saída.

As distribuições do número de Mach sobre as superfícies da lâmina são mostradas na Fig. 13. As distribuições no lado de pressão são amplamente semelhantes para todos os casos, pois a geometria do lado de pressão praticamente não foi alterada. Por outro lado, a distribuição do lado de sucção mostra uma mudança significativa durante o processo de melhoria. A linha inicial da lâmina apresenta uma alta flutuação

distribution due to acceleration followed by flow separation due to deceleration. The improved blade row (b) shows a relatively constant distribution which is actually good. Nevertheless this design has to be modified because of poor exit flow conditions. For the final configuration, Fig. 14 shows the variation of total pressure loss coefficient as a function of chord to pitch ratio. The graph can be divided into three main areas. For few blades, high losses occur due to flow separation. With increasing number of blades, flow separation vanishes and losses are constant minimal for a relatively wide range. A further increase of blades lead to losses due to friction. It can be clearly seen, that losses are more influenced by flow separation than by friction due to a high gradient at low axial chord to pitch ratio. It is assumed that the present wide range of optimal axial chord to pitch ratio is due to the low deflection of the selected blade row. Due to the flat minimum, an optimal configuration can be found in a range between  $0.6 \leq \Psi \leq 0.8$  at almost the same low losses. In terms of weight reduction and production effort,  $\Psi$  should be chosen as high as possible. Since the degree of reaction of the stage is about 0.5 and the blade geometry for the guide vane and rotor blade can be designed in the same way, the guide vane row is not considered in detail in this preliminary design.

## CONCLUSIONS

In this work, a concept for micro-turbojet to micro-turboshaft engine conversion was presented. Through a first estimation, the amount of convertible shaft power could be obtained. Furthermore, a thermodynamic cycle model was developed considering effects due to the small dimensions. Since information of existing engines are usually rare, a recalculation of the gas generator of a chosen engine was presented to specify unknown boundary conditions. With a simultaneously carried out mean line analysis, unknown parameters e.g. component efficiencies could be estimated. After calculation of the boundary conditions, the design of the additional power turbine was presented. Therefore, an analytical preliminary design method also based on mean line analysis was shown. Additionally, a sufficient combination of mean diameter and work coefficient of the power turbine was found in terms of minimal gearbox weight. The calculations show, that minimum weight could be obtained using a work coefficient of 1.1 and a mean diameter of 100 mm under consideration of a favourable degree of reaction. The PT-power is about 50% of the GGT-power at a thermal efficiency of 13% and a specific fuel consumption of  $180 \cdot 10^{-6}$  (kg/s)/kW. Furthermore, the blade row geometry was optimized using CFD calculations. Especially a range of optimum number of blades could be obtained changing axial chord to pitch ratio at a constant chord for a pre-optimized blade row. The optimum  $b/t$  ratio of 1.74 would lead to 42 blades. Decreasing the number of blades up to 34 would reduce manufacturing effort at nearly the same low losses. As a further research task, a structural analysis has to be done for

the gained blade geometry. An optimization of the ITD can also be a further topic of research in terms of minimizing losses and overall engine weight.

## ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to acknowledge the Austrian Research Promotion Agency FFG for supporting the project JET2SHAFT in the framework of the Aeronautics Research and Technology Programme TAKE OFF.

## REFERENCES

- [1] Kadosh, K., and Cukurel, B., 2017. “Micro-Turbojet to Turbofan Conversion Via Continuously Variable Transmission: Thermodynamic Performance Study”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **139**(2), February, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., and Badry, B. E., 2017. “Conversion of Turbojet Engine Jet Cat P200 to Turboprop Engine”. *International Journal of Scientific and Engineering Research*, **8**(3), March, pp. 1447–1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., and Saboohi, Z., 2019. *Assessment of converting approach of micro-turboprop engines*. CSAA - Chinese Journal of Aeronautics-<https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Netherlands, 2018. *Olympus HP Specification*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., and Smith, N., 2013. *An Investigation into Performance Modeling of a Small Gas Turbine Engine*. ASME Paper GT2013-94405.
- [6] Leylek, Z., 2012. *An Investigation into Performance Modeling of a Small Gas Turbine Engine*. Air Vehicles Division - Defence Science and Technology Organisation - Australian Government, DSTO-TR-2757.
- [7] Bakalis, D. P., and Stamatis, A. G., 2010. *Extended Instrumentation and Model Calibration for a Small Micro-Turbine*. ASME Paper GT2010-22837.
- [8] Rahman, N. U., and Whidborne, J. F., 2008. “A numerical investigation into the effect of engine bleed on performance of a single-spool turbojet engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, **222**(7), July, pp. 939–949.
- [9] Vannoy, S., and Cadou, C. P., 2016. *Development and Validation of an NPSS Model of a Small Turbojet Engine*. 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference - AIAA2016-5063.
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., and den Braembussche, R. A. V., 2006. *Numerical Study of the Heat Transfer in Micro Gas-turbines*. ASME Paper GT2006-90161.
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., and Tan, C. S.,

distribuição devido à aceleração seguida pela separação de fluxo devido à desaceleração. A fileira de lâminas melhorada (b) mostra uma distribuição relativamente constante, o que é realmente bom. No entanto, este design precisa ser modificado devido às más condições de fluxo na saída. Para a configuração final, a Fig. 14 mostra a variação do coeficiente de perda de pressão total em função da relação de corda para passo. O gráfico pode ser dividido em três áreas principais. Para poucas lâminas, ocorrem altas perdas devido à separação de fluxo. Com o aumento do número de lâminas, a separação de fluxo desaparece e as perdas se tornam minimamente constantes em uma faixa relativamente ampla. Um aumento adicional de lâminas leva a perdas devido ao atrito. Pode-se ver claramente que as perdas são mais influenciadas pela separação de fluxo do que pelo atrito, devido a um alto gradiente em baixa relação de corda para passo axial. Assume-se que a atual ampla faixa de relação de corda para passo axial ótima se deve à baixa deflexão da fileira de lâminas selecionada. Devido ao mínimo plano, uma configuração ótima pode ser encontrada em uma faixa entre  $0.6 \leq \Psi \leq 0.8$  com quase as mesmas baixas perdas. Em termos de redução de peso e esforço de produção,  $\Psi$  deve ser escolhido o mais alto possível. Como o grau de reação do estágio é cerca de 0.5 e a geometria da lâmina para a lâmina guia e a lâmina do rotor pode ser projetada da mesma forma, a fileira de lâminas guia não é considerada em detalhes neste projeto preliminar.

## CONCLUSÕES

Neste trabalho, um conceito para conversão de micro-turbojato para motor turboshaft foi apresentado. Através de uma primeira estimativa, a quantidade de potência do eixo convertível pôde ser obtida. Além disso, um modelo de ciclo termodinâmico foi desenvolvido considerando os efeitos devido às pequenas dimensões. Como as informações sobre motores existentes são geralmente raras, um recálculo do gerador de gás de um motor escolhido foi apresentado para especificar condições de contorno desconhecidas. Com uma análise da linha média realizada simultaneamente, parâmetros desconhecidos, por exemplo, eficiências de componentes, puderam ser estimados. Após o cálculo das condições de contorno, o projeto da turbina de potência adicional foi apresentado. Portanto, um método de design preliminar analítico também baseado na análise da linha média foi mostrado. Além disso, uma combinação suficiente de diâmetro médio e coeficiente de trabalho da turbina de potência foi encontrada em termos de peso mínimo da caixa de engrenagens. Os cálculos mostram que o peso mínimo poderia ser obtido usando um coeficiente de trabalho de 1,1 e um diâmetro médio de 100 mm, considerando um grau de reação favorável. A potência PT é cerca de 50% da potência GGT a uma eficiência térmica de 13% e um consumo específico de combustível de  $180 \cdot 10^{-6}$  (kg/s)/kW. Além disso, a geometria da fileira de lâminas foi otimizada usando cálculos CFD. Especialmente, uma faixa de número ótimo de lâminas pôde ser obtida alterando a relação de corda para passo axial a uma corda constante para uma fileira de lâminas pré-otimizada. A relação ótima  $b/t$  de 1,74 levaria a 42 lâminas. Reduzir o número de lâminas para até 34 reduziria o esforço de fabricação com perdas quase tão baixas. Como uma tarefa de pesquisa adicional, uma análise estrutural deve ser realizada para

a geometria da lâmina obtida. Uma otimização do ITD também ser um tópico adicional de pesquisa em termos de minimizar perdas e o peso total do motor.

## AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de reconhecer a Agência Austríaca de Promoção da Pesquisa

FFG pelo apoio ao projeto JET T2S HAFT

no âmbito do Programa de Pesquisa e Tecnologia Aeronáutica DECOLAGEM.

## REFERÊNCIAS

- [1] Kadosh, K., e Cukurel, B., 2017. “Micro-Turbojato Conversão de Turbofan Via Transmissão Continuamente Variável: Estudo de Desempenho Termodinâmico”. *Revista de Engenharia para Turbinas a Gás e Potência*, **139**(2), Fevereiro, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., e Badry, B. E., 2017. “Conversão do Motor Turbojato JetCat P 200 para Motor Turboprop”. *Revista Internacional de Pesquisa Científica e Engenharia*, **8**(3), Março, pp. 1447–1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., e Saboohi, Z., 2019. *Como- valiação da abordagem de conversão de micro-turboprop motores*. CSAA- Jornal Chinês de Aeronáutica-<https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Países Baixos, 2018. *Especificação Olympus HP*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., e Smith, N., 2013. *Uma Investigação sobre Modelagem de Desempenho de um Pequeno Motor a Gás Turbina*. Artigo ASME GT T2013-94405.
- [6] Leylek, Z., 2012. *Uma Investigação sobre Modelagem de Desempenho de um Pequeno Motor a Gás Turbina*. Divisão de Veículos Aéreos - Organização de Ciência e Tecnologia de Defesa - Governo Australiano, DSTO-TR-2757.
- [7] Bakalis, D. P., e Stamatis, A. G., 2010. *Extensão de instrumentação e calibração de modelo para um pequeno micro-Turbina*. Artigo ASME GT T2010-22837.
- [8] Rahman, N. U., e Whidborne, J. F., 2008. “Uma investigação numérica sobre o efeito da sangria do motor no desempenho de um motor turbojato de um único estágio”. *Anais da Instituição de Engenheiros Mecânicos, Parte G: Jornal de Engenharia Aeroespacial*, **222**(7), Julho, pp. 939–949.
- [9] Vannoy, S., e Cadou, C. P., 2016. *Desenvolvimento e Validação de um Modelo NPSS de um Pequeno Motor Turbojato*. 52<sup>nd</sup> d Conferência Conjunta de Propulsão AIAA/SAE/ASEE - AIAA A2016-5063.
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., e den Braembussche, R. A. V., 2006. *Estudo Numérico da Transferência de Calor em Micro Turbinas a Gás*. Artigo ASME GT T2006-90161.
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., e Tan, C. S.,

2004. *Aerothermodynamics of Micro-Turbomachinery*. ASME Paper GT2004-53877.

[12] AMT Netherlands, 2018. *Internal pictures*. URL [http://www.amtjets.com/internal\\_pics.php](http://www.amtjets.com/internal_pics.php).

[13] AMT Netherlands, 2019. *Re: Olympus HP in University configuration*. URL <http://www.amtjets.com>.

[14] Rodgers, C., 1968. “A Cycle Analysis Technique for Small Gas Turbines”. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers*, **183**(14), September, pp. 37–49.

[15] Zweifel, O., 1945. *Die Frage der optimalen Schaufelteilung bei Beschauelungen von Turbomaschinen, insbesondere bei grosser Umlenkung in den Schaufelreihen*. BBC-Mitteilungen.

[16] Wilson, D. G., and Korakianitis, T., 1998. *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*. Second edition, Prentice Hall.

[17] Menter, F. R., 1994. “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications”. *AIAA Journal*, **32**(8), August, pp. 1598–1605.

[18] Hah, C., 1984. “A Navier-Stokes Analysis of Three-Dimensional Turbulent Flows Inside Turbine Blade Rows at Design and Off-Design Conditions”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **106**(2), April, pp. 421–429.

2004. *Aerotermodinâmica de Micro-Turbomáquinas*. ASME PaperGT T2004-53877 .

[12] AMT Países Baixos, 2018. *Imagens internas*. URL [http://www.amtjets.com/internal\\_pics.php](http://www.amtjets.com/internal_pics.php).

[13] AMT Países Baixos, 2019. *Re: Olympus HP na configuração universitária*. URL<http://www.amtjets.com>.

[14] Rodgers, C., 1968. “Uma Técnica de Análise de Ciclo para Pequenas Turbinas a Gás”. *Anais da Instituição de Engenheiros Mecânicos*, **183**(14), setembro, pp. 37–49.

[15] Zweifel, O., 1945. *A questão da divisão ótima de lâminas em escavações de turbomáquinas, especialmente com grande desvio nas fileiras de lâminas*. BBC-Comunicações.

[16] Wilson, D. G., e Korakianitis, T., 1998. *O Design de Turbomáquinas de Alta Eficiência e Turbinas a Gás*. Segunda edição, Prentice Hall.

[17] Menter, F. R., 1994. “Modelo de Viscosidade de Eddy de Duas Equações Tur-Modelos de Turbulência para Aplicações de Engenharia”. *AIAAJournal*, **32**(8), Agosto, pp. 1598–1605.

[18] Hah, C., 1984. “Uma Análise de Navier-Stokes de Três-Fluxos Turbulentos Dimensionais Dentro das Linhas de Lâminas de Turbina em Condições de Projeto e Fora de Projeto”. *Revista de Engenharia para Turbinas a Gás e Potência*, **106**(2), Abril, pp. 421–429.