

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

热力学和机械设计概念用于微型涡喷到微型涡轴发动机转换

Christoph Öttl, Reinhard Willinger  
 能源系统与热力学研究所  
 维也纳技术大学  
 Getreidemarkt 9/302, A-1060 维也纳, 奥地利  
 christoph.oettl@tuwien.ac.at  
 reinhard.willinger@tuwien.ac.at

ASTRATTO

In questo lavoro, viene presentato un concetto di design per la conversione da micro-turbosoffiante a micro-turboshaft. Questo è motivato dalla mancanza di motori micro-turboshaft disponibili, come dimostrato nell'indagine di mercato condotta. Pertanto, il concetto presentato si occupa della conversione di un motore micro-turbosoffiante esistente in un motore micro-turboshaft per una specifica potenza in uscita. La conversione è mostrata utilizzando il motore micro-turbosoffiante OLYMPUS HP di AMT 荷兰. Inoltre, viene mostrato il design preliminare analitico sviluppato simultaneamente della turbina di potenza a singolo stadio aggiuntiva, oltre a una simulazione del ciclo termodinamico. Questo è stato fatto per ottenere la condizione di uscita del generatore di gas sconosciuta, che è simile alla condizione di ingresso della turbina di potenza. All'interno del calcolo del ciclo, sono state considerate anche le perdite che si verificano a causa delle piccole dimensioni. Durante il processo di design, sono state investigate diverse combinazioni di coefficiente di lavoro e diametro medio della turbina di potenza per minimizzare il rapporto del riduttore richiesto per una data velocità del rotore in termini di minimizzazione del peso. Per mantenere basse le perdite nella turbina di potenza, la fila di lame preliminare è stata infine migliorata utilizzando calcoli CFD.

NOMENCLATURA

un lavoro specifico  
 Un area di flusso  
 b lunghezza del cordone assiale

c velocità assoluta  
 d diametro  
 F spinta  
 h entalpia specifica  
 H<sub>U</sub> valore di riscaldamento  
 l lunghezza della lama  
 ṁ massa di flusso  
 Ma numero di Mach  
 p pressione  
 P potenza  
 R<sub>k</sub> reazione  
 Re numero di Reynolds  
 t intervallo di叶片  
 T temperatura  
 u velocità circonferenziale  
 w velocità relativa  
 y<sup>+</sup> distanza della parete adimensionale  
 α angolo di flusso assoluto  
 β angolo di flusso relativo  
 η efficienza  
 λ coefficiente di lavoro  
 φ coefficiente di flusso  
 Π rapporto di pressione  
 Ψ coefficiente di Zweifel  
 ρ densità  
 ω coefficiente di perdita di pressione

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
- B* blade
- C* compressor
- in* initial
- ex* extended
- GG* gas generator
- m* mean
- P* propeller
- PT* power turbine
- s* isentropic
- t* total
- T* turbine
- u* circumferential
- z* 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

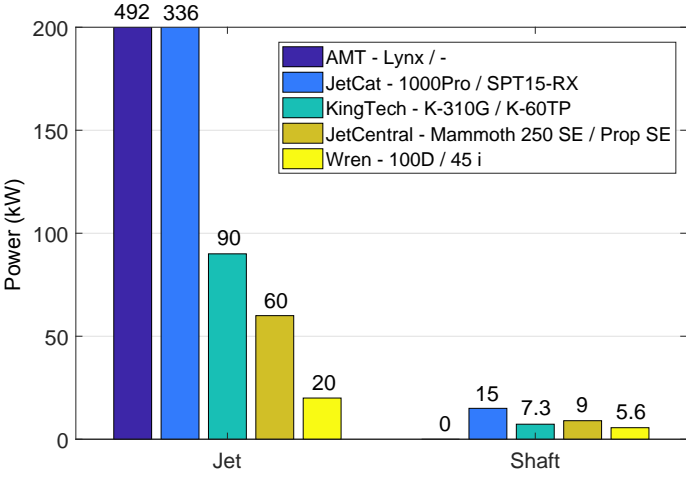


FIGURE 1. MAXIMUM AVAILABLE DRIVE POWER OF MICRO-TURBOJET AND MICRO-TURBOSHAFT ENGINES

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

Sottoscritti

- 4 发生器涡轮定子入口
- 5 ingresso del rotore della turbina generatrice di gas
- 6 uscita del rotore della turbina generatrice di gas
- 7 ingresso del statore della turbina di potenza
- 8 功率涡轮 转子入口
- 9 功率涡轮 转子出口
- 10 nozzle exit
- B* 叶片
- C* 压缩机
- in* iniziale
- ex* esteso
- GG* 燃气发生器
- m* medio
- P* 螺旋桨
- PT* 功率涡轮
- s* 等熵
- t* totale
- T* turbina
- u* circonferenziale
- z* direzione assiale

Superscritti

- \* stima inizialequantità
- media pesata

Abbreviazioni

- CFD dinamica dei fluidi computazionale
- EGT temperatura dei gas di scarico
- GGT turbina del generatore di gas
- ITD condotto della turbina intermedia
- UAV veicolo aereo senza pilota

INTRODUZIONE

Negli ultimi anni, la domanda di veicoli aerei senza pilota (UAV) per uso privato e commerciale è cresciuta molto rapidamente. Diverse tecnologie possono essere utilizzate per alimentare un UAV: elettrico motore, interno combustione motore, gas turbine. Ogni tecnologia ha i suoi specifici vantaggi e svantaggi. La gas turbine mostra un comportamento favorevole di coppia rispetto alla velocità di rotazione, così come vibrazioni più basse rispetto ai motori a combustione interna, per esempio. D'altra parte, l'elevato peso di un elettrico motore e della sua batteria è uno svantaggio per qualsiasi applicazione aerea. Poiché la tendenza è verso pesi massimi al decollo (MTOW) più elevati, la potenza richiesta aumenta. Inoltre, è necessaria potenza dell'asse per la senza pilota propulsione. Il concetto di design del motore presentato è stato creato per le esigenze di un singolo copter drone in volo stazionario. Per un dato MTOW di 25 kg, si stima una potenza richiesta tra 20 a nd 40 kW a seconda della progettazione della螺旋桨. Questo design non è esattamente conosciuto.

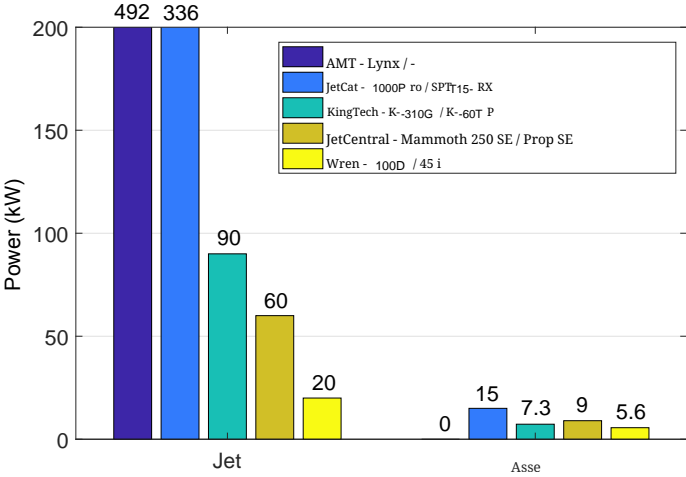


FIGURA 1. POTENZA DI GUIDA MASSIMA DISPONIBILE DEI MOTORI MICRO-TURBOSHAFT E MICRO-TURBOJET

in questo momento, ma il diametro dell'elica è di circa 0.7 m. Un'indagine di mercato preliminare ha mostrato che non ci sono motori turboshaft disponibili sopra 15 kW, ma i motori a reazione per gamme di potenza equivalente superiori possono essere ottenuti (Fig. 1, vedi anche [1]). Per ridurre lo sforzo di progettazione, un motore a reazione esistente può quindi essere utilizzato come base per un nuovo motore turboshaft [1] con una potenza superiore a 15 kW. L'attuale motore a reazione funge da generatore di gas per il motore turboshaft, dove un condotto intermedio della turbina (ITD) sostituisce il ugello a getto e collega la turbina del generatore di gas con la turbina di potenza. Oltre alla turbina del generatore di gas esistente, deve essere progettata solo la turbina di potenza. A causa del design semplice di questi motori a bassa potenza, la parte di progettazione della conversione è relativamente facile da realizzare e il generatore di gas esistente è facile da integrare. Sono già state condotte conversioni utilizzando i motori micro-turbojet JetCat-P200 [2] e Wren100 [3]. In questo documento, sono stati utilizzati dati dal motore Olympus HP di AMT 荷兰 per la conversione [4]. Una sezione trasversale di questo motore è mostrata in Fig. 2. Poiché AMT offre una "configurazione Università", diversi lavori basati su questo motore sono già stati pubblicati [5–9]. Bakalis e Stamatis [7] hanno già pubblicato una calibrazione del modello per scopi educativi riguardanti questo motore. Un'ampia gamma di dati sulle prestazioni dell'Olympus HP in condizioni operative transitorie è stata pubblicata anche da Leylek et al. [5] e Leylek [6], così come da Rahman e Whidborne [8], basata su indagini sperimentali e calcoli numerici.

Il presente concetto di design è limitato all'operazione a velocità costante del rotore. Come per gli elicotteri, è ovvio che anche i droni con propulsione a turbina a gas devono essere operati a velocità costante del rotore. Inoltre, solo i dati del punto di design sono forniti dal produttore. A causa di questa mancanza di informazioni, le efficienze e le perdite dei componenti del generatore di gas devono essere stimate per determinare le condizioni al contorno della turbina di potenza.

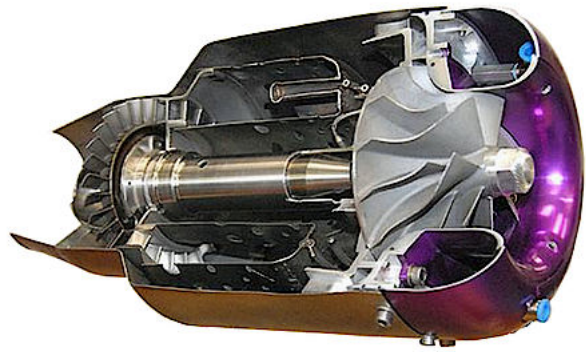


FIGURE 2. AMT OLYMPUS HP [12]

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

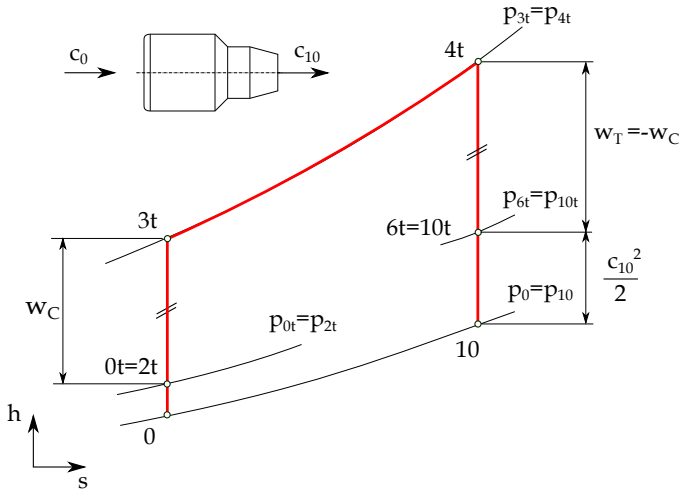


FIGURE 3. IDEAL TURBO JET CYCLE

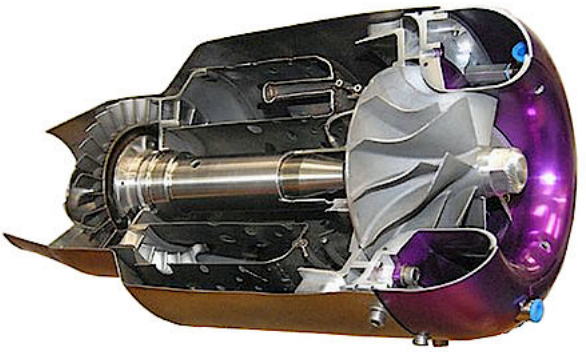


FIGURA 2. AMT OLYMPUSHP [12]

Pertanto, è stato sviluppato un modello di ciclo termodinamico con il software commerciale IPSEpro. Poiché il modello è progettato per micro motori, si verificano perdite aggiuntive dovute al trasferimento di calore [10] che portano a compressione non adiabatica [11], che sono state considerate. Inoltre, è auspicabile che il diametro medio della turbina di potenza sia il più grande possibile per mantenere la velocità dell'albero del propulsore in un intervallo basso. Per un dato coefficiente di lavoro, la velocità della turbina diminuisce all'aumentare del diametro medio. Tuttavia, a causa delle alte velocità dell'albero del generatore di gas, non è possibile ottenere una sufficiente riduzione della velocità semplicemente aumentando il diametro medio della turbina di potenza. Questo perché la velocità dell'albero del propulsore del prototipo di drone è progettata per funzionare a 5000 r giri/min, mentre l'albero del generatore di gas funziona a 108500 r giri/min al punto di design secondo le specifiche AMT (Tab. 1). La velocità della turbina di potenza in funzionamento libero è circa la metà della velocità dell'albero del generatore di gas (Tab. 5). È quindi necessario fornire un riduttore aggiuntivo tra l'albero di potenza e l'albero del propulsore. Pertanto, sono state esaminate diverse combinazioni di coefficiente di lavoro e diametro medio della turbina per determinare la combinazione che porta al rapporto di trasmissione più basso al fine di minimizzare il peso del riduttore. Oltre alla riduzione del peso, non ci sono restrizioni relative al riduttore di trasmissione inizialmente.

### STIMA DELLA POTENZA

Nel primo passo della conversione, è necessario scegliere un appropriato motore a getto. Poiché i motori a getto sono solitamente caratterizzati dalla spinta  $F$  e dalla massa di flusso  $\dot{m}$ , deve essere calcolato un valore di potenza equivalente per stimare quanta potenza dell'albero può essere generata utilizzando un particolare motore a getto. Secondo il ciclo ideale del turbojet

(Fig. 3), l'energia cinetica  $c_{10}^2/2$  rappresenta la quantità di energia disponibile che può essere convertita in potenza dell'asse. La spinta può essere calcolata utilizzando l'equazione del momento lineare, come si può vedere nella Eqn. (1).

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

TABELLA 1. SPECIFICHE OLYMPUSHP [4]

Specifiche	
Spinta [ N ]	230
Velocità di rotazione [ rpm ]	108500
Rapporto di pressione del compressore [-]	3.8
Flusso di massa d'aria [ kg/s ]	0.45
Temperatura dei gas di scarico (max) [° C ]	700 (750)
Consumo di carburante [ kg/s ]	0.01

Poiché la velocità di ingresso  $c_{c0}$  è uguale a  $s_0$  nel caso di sospensione e  $c_{c0} \ll c_{c10}$  nel caso di sollevamento verticale, si può trascurare  $c_{c0}$  nella Eqn. (1). Inoltre, un valore di potenza equivalente basato sull'energia cinetica può essere calcolato con

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

Attraverso la combinazione della Eqn. (1) e (2), il potere disponibile può infine essere ottenuto utilizzando solo i valori dati  $F$  e  $\dot{m}$ , come mostrato nella Eqn. (3).

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

La stima della potenza per l'AMT Olympus HP secondo

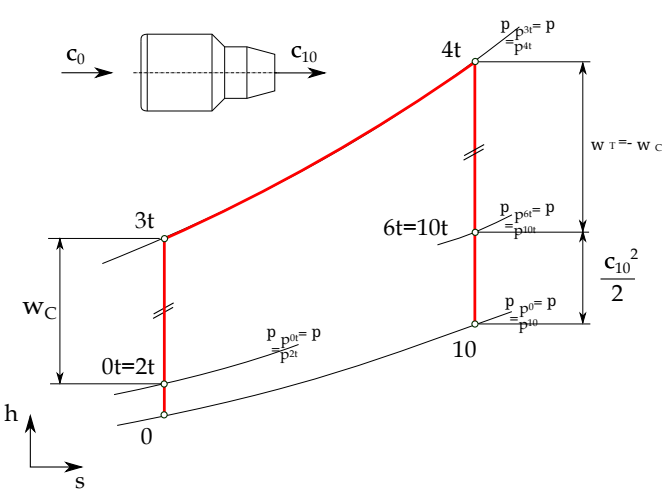


图 3. 理想涡轮喷气循环



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

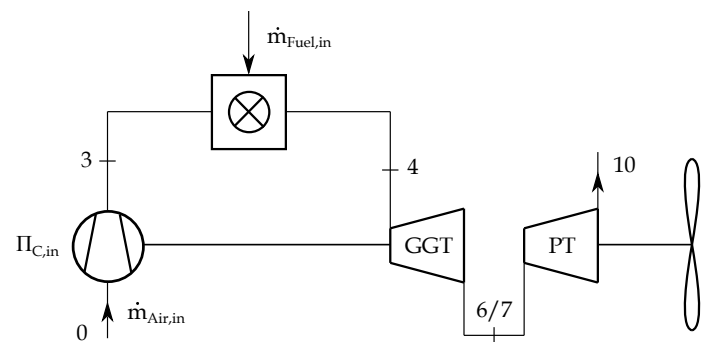


FIGURE 4. INITIAL CYCLE MODEL

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

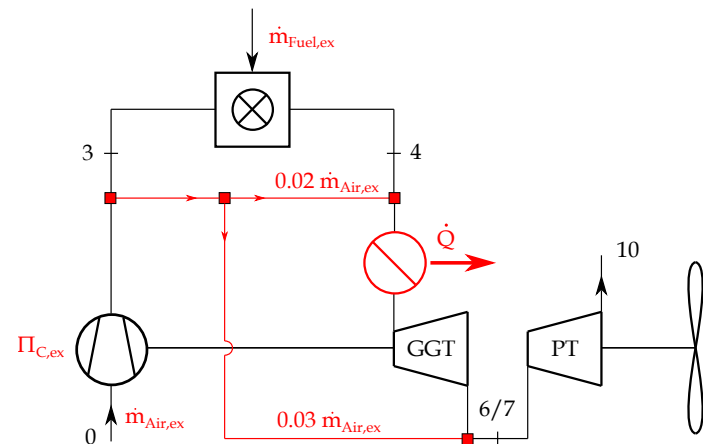


FIGURE 5. EXTENDED CYCLE MODEL

方程 (3) porta a una potenza del albero convertibile di 58.8 kW. Le specifiche del motore fornite da AMT 荷兰 possono essere viste in Tab. 1.

### 热力学循环模型

Secondo il motore a getto scelto Olympus HP, è stato creato un modello ciclico appropriato con il software IPSEpro. Un primo modello semplificato è mostrato in Fig. 4. Pertanto, il motore a getto esistente, che funge da generatore di gas (GG), è stato esteso da una turbina di potenza a funzionamento libero (PT). Poiché il rapporto di pressione del compressore  $\Pi_C$  è definito come un valore statico a statico secondo AMT, il calcolo del ciclo è stato effettuato con valori statici trascurando eventuali perdite di pressione. Le condizioni ambientali devono essere definite all'ingresso del compressore così come la pressione ambientale all'uscita della PT. A causa delle condizioni di volo menzionate, sono state definite temperatura e pressione standard (STP). Le efficienze dei componenti sconosciuti devono essere stimate il più accuratamente possibile all'inizio e il valore di riscaldamento deve essere definito in base al propellente utilizzato. Poiché le specifiche del motore fornite sono valide per l'uso di Kerosene Jet A-1, il valore di riscaldamento deve corrispondere a questo propellente ed è stato quindi impostato su  $H_U=42800$  kJ/kg. I primi risultati, considerando le specifiche del motore fornite, mostrano che in particolare la temperatura all'uscita della turbina devia fortemente dal valore specificato (Modello iniziale in Tab. 2). Poiché le condizioni all'uscita della turbina sono le più importanti per la conversione, poiché le condizioni all'uscita della turbina del generatore di gas sono simili a quelle all'ingresso della turbina di potenza, il modello è stato esteso con diverse modifiche per soddisfare i valori forniti.

(图 5) L'obiettivo è mappare il motore selezionato nel miglior modo possibile, per limitare i parametri sconosciuti il più possibile.

Innanzitutto, il rapporto di pressione del compressore è stato ridotto per considerare la compressione non adiabatica [11] poiché l'aria in ingresso è preriscaldata a causa delle piccole dimensioni. Poiché [5] e [7] hanno entrambi misurato un rapporto di pressione di 3.5 rispetto al valore dato di 3.8 da AMT al punto di progetto, si può assumere che la compressione non adiabatica possa essere presa in considerazione riducendo il

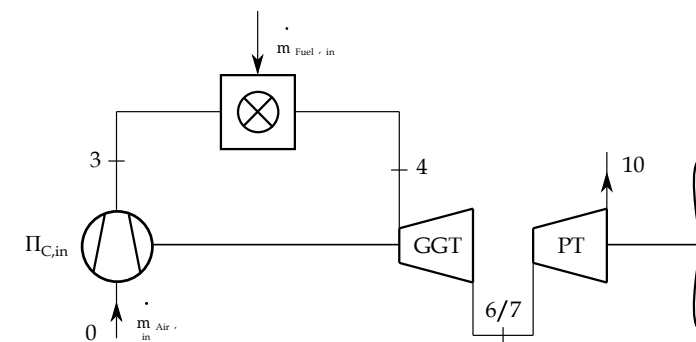


FIGURA 4. MODELLO CICLO INIZIALE

rapporto di pressione di circa 8 % (Eqn. (4)).

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

Inoltre, il flusso di massa d'aria specificato da AMT è stato aumentato di 10 % secondo [6] (Eqn. (5)).

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

Il flusso di massa di carburante fornito è stato anche ridotto di 11 %, per soddisfare un'appropriata EGT all'uscita della turbina secondo le misurazioni di [5] come elencato in Tab. 2. Questo porta a un flusso di massa di carburante secondo l'Eqn. (6).

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

Come [5] descrive anche, il flusso di massa del combustibile fornito da AMT è misurato direttamente all'uscita del serbatoio del combustibile e include combustibile per la lubrificazione. Per considerare questo, il flusso di massa del combustibile che è definito all'ingresso della camera di combustione deve essere ridotto nel modello attuale. Inoltre, è stata presa in considerazione una perdita di calore attraverso il corpo del motore. Un valore di 3 kW è stato considerato in una prima stima approssimativa per il trasferimento di calore statico. Variare la perdita di calore tra 0 e 3 kW dimostra che la perdita di calore ha solo un effetto minore sulla EGT in questo intervallo. Inoltre, il raffreddamento del disco e della guarnizione sono stati considerati come mostrato in Fig. 6. Secondo Rodgers [14], non è possibile fornire un passaggio di raffreddamento interno del rotore a causa delle piccole dimensioni delle micro-turbine. A seconda della temperatura di ingresso del GGT, si assume un flusso di massa d'aria di 2% per il raffreddamento del disco [14]. Questo flusso di massa non partecipa alla combustione ed è mescolato nel flusso di gas caldo all'ingresso della turbina. Si assume anche che un altro 3% del flusso di massa d'aria

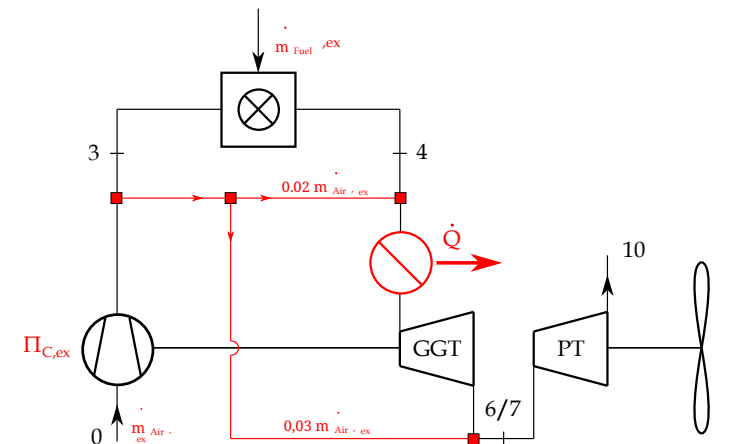


FIGURA 5. MODELLO CICLO ESTESO

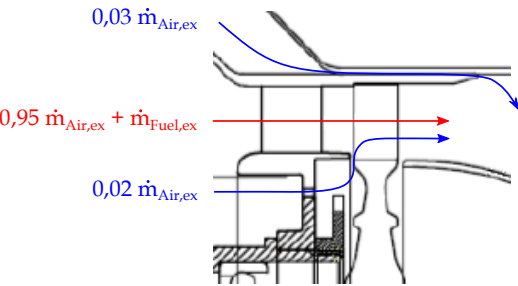


FIGURE 6. TURBINE COOLING AIR MASS FLOW [13]

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

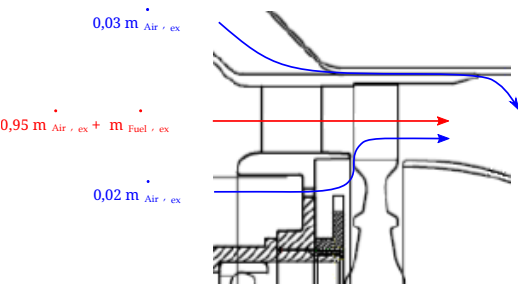


FIGURE 6. 涡轮冷却空气质量流量 [13]

il tasso non partecipa all'espansione attraverso la turbina ed è mescolato nel flusso di gas all'uscita della turbina. Questo viene fatto per scopi di raffreddamento del rivestimento. Questo metodo è un modo comune di raffreddamento all'interno della micro-turbomacchinari. Tutte queste considerazioni portano a una riduzione della 排气温度 utilizzando il 扩展模型. Il confronto dei risultati è mostrato in 表 2. A causa della mancanza di informazioni, le efficienze del 压缩机 e della turbina sono state stimate con  $\eta_{sC}=0.74$  e  $\eta_{sT}=0.92$ . In conformità con [9]

( $\eta_{sC}=0.72$  e  $\eta_{sT}=0.85$ ), le efficienze scelte rappresentano una buona approssimazione poiché il modello sviluppato da Vannoy e Cadou si adatta abbastanza bene alle misurazioni. L'efficienza della turbina è leggermente superiore rispetto a [9] ma è tuttavia ulteriormente ridotta a causa della quantità di flusso di massa d'aria considerata, che non partecipa all'espansione. Inoltre, [2] utilizza un'efficienza della turbina di 0.89 per un motore comparabile (JetCat P 200,  $F=230$  N,  $\Pi_C=3.7$ ,  $\dot{m}_{Air}=0.45$  kg/s). Confrontando gli EGT ottenuti, c'è una buona corrispondenza tra il modello esteso e i valori forniti. Per rendere gli EGT comparabili, la temperatura statica ottenuta dalla modellazione è stata convertita in temperatura totale. Inoltre, il valore misurato da [5] è stato estrapolato alla massima velocità dell'albero ( $n=108500$  rpm) del GG, poiché la temperatura è fornita solo a  $n=105700$  rpm. Inoltre, il modello esteso mostra un miglioramento significativo rispetto al modello iniziale. Si può quindi presumere che tutti questi fattori debbano essere presi in considerazione nella modellazione. Uno schema del modello esteso finale

TABLE 2. CONFRONTO TRA EGT SPECIFICATI E CALCOLATI CON DIVERSI MODELLI

Modello / Esp.	排气温度 [°C]
Specifiche AMT (max)	700 (750) $\pm 2\%$
Esp. Leylek [5]	754
初始模型	908
扩展模型	752

如图 5 所示。此外，热量和摩擦损失可能会发生在中间涡轮道，并且可以很容易地进行调整。由于中间涡轮道的最终尺寸目前尚不清楚，因此此热损失未在此模型中考虑。除了适当的排气温度，扩展模型计算的轴功率约为 t 60 kW（不考虑机械损失），这与根据方程 (3) 估计的 58.8 kW 的功率相符。

### 流动条件 燃气发生器涡轮

图 7 显示了 GG 的单级轴向涡轮。虽然在涡轮的入口和出口（第 4 和第 6 节）处的压力  $p$ 、密度  $\rho$  和温度  $T$  是通过热力学循环计算获得的，但流速尚未考虑。然而，这对于功率涡轮设计是必要的。因此，至少需要知道平均直径  $d_m$  和叶片长度  $l_4$  以及  $l_6$ ，因此流动面积  $A_4$  和  $A_6$  也必须知道。对于给定的发动机，尺寸为  $d_m=73$  mm,  $l_4=10$  mm 和  $l_6=12$  mm。根据质量平衡，导向叶片入口速度  $c_4$  可以计算为

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

由于信息不足，假设为无涡流流入 ( $c_4=c_{4,z}$  e  $\alpha_4=90^\circ$ ). Si deve anche presumere che la turbina sia progettata in modo tale che la assoluta velocità di uscita della turbina sia anche ampiamente priva di vortice ( $c_6=c_{6,z}$  e  $\alpha_6=90^\circ$ ). Questo perché il thrust è il più alto possibile in questo caso per una velocità specificata. Sotto questa assunzione, la velocità assoluta  $c_6$  può anche essere ottenuta con il bilancio di massa secondo l'Eqn. (7). Per supportare l'assunzione, è stata eseguita un'analisi della linea media. Pertanto, è stato creato un ciclo iterativo utilizzando MATHCAD come mostrato nella Fig. 8. Con le entalpie ottenute  $h_4$  e  $h_6$  dalla calcolo del ciclo termodinamico e le velocità precalcolate  $c_4$  e  $c_6$ , si possono calcolare le velocità assolute e relative nella sezione 5, dove il grado di reazione  $R_k$  e l'angolo di flusso assoluto  $\alpha_5$  devono anche essere stimati con una prima ipotesi. Pertanto, valori comuni per le fasi di reazione secondo la Tab. 3 possono essere utilizzati.

表3. 反应阶段的指导值

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

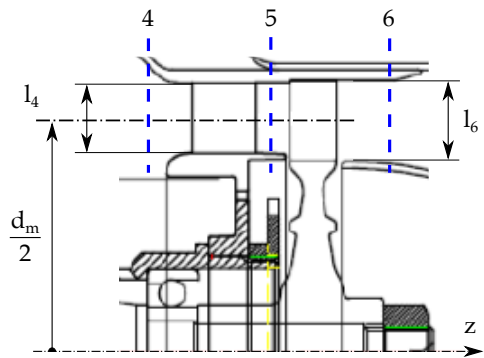


FIGURE 7. AMT OLYMPUS HP GG-TURBINE [13]

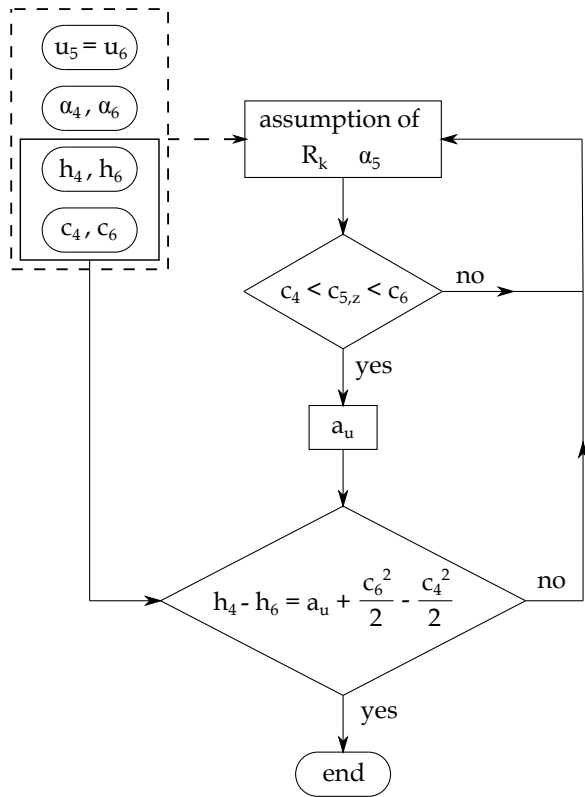


FIGURE 8. GG-TURBINE FLOW CHART

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  $\varphi = c_{5m}/u_m = 0.68$ , work coefficient  $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$  and degree of reaction  $R_k = 0.52$

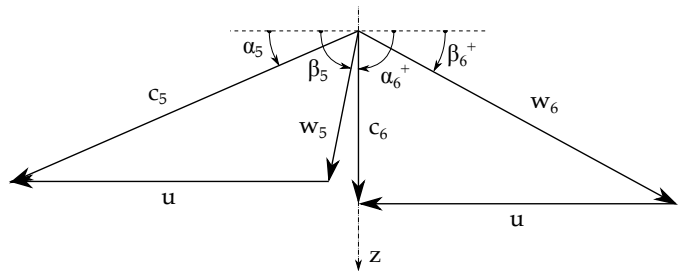


FIGURE 9. VELOCITY TRIANGLE GG-TURBINE

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:

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

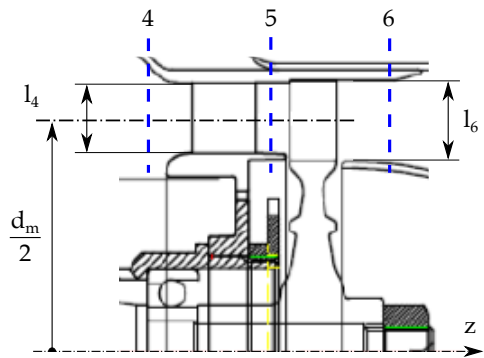


FIGURA 7. AMTOLYMPUSHP GG-涡轮 [13]

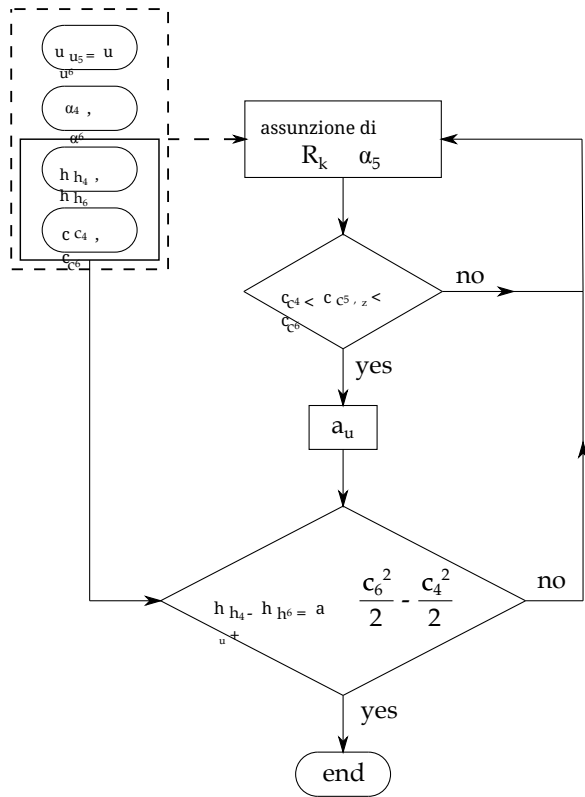


FIGURA 8. GG-涡轮流程图

最后，涡轮的比功和功率可以分别计算。这个值现在可以与从热力学循环计算中获得的值进行比较。如果结果良好一致，则计算完成，可以假设无涡流的流出代表了传统上寻求的最佳流动条件。所选发动机的结果如表4所示。流量系数  $\varphi = c_{5m}/u_m = 0.68$ ，功系数  $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$  和反应度  $R_k = 0.52$

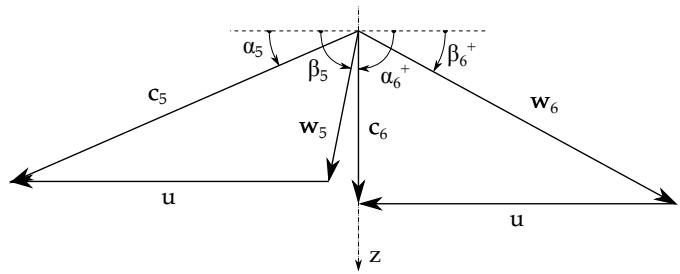


FIGURA 9. 速度三角形 GG-涡轮

prendere valori convenzionali. Questo indica anche che i valori assunti corrispondono abbastanza bene al motore reale. La Figura 9 mostra i triangoli di velocità dello stadio della turbina. L'espansione della sezione trasversale nello stadio è troppo debole per garantire una velocità meridionale costante  $c_z$  per la diminuzione dominante della densità. È quindi ovvio che la velocità meridionale aumenta.

表4. GG-涡轮流动条件

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

#### 动力涡轮设计 主要尺寸

Per progettare la turbina di potenza, è stato sviluppato un ulteriore ciclo di iterazione per ottenere le dimensioni principali della turbina tramite l'analisi della linea media (Fig. 10). Oltre al calcolo delle velocità di flusso, devono essere soddisfatte le conservazioni di energia e massa. La potenza  $P_P$  e la velocità  $n_P$  dell'albero del propulsore sono fornite e dipendono dai requisiti UAV menzionati. Inoltre, il flusso di massa è dato e si assume un flusso in uscita ottimale senza vortici ( $\alpha_9 = 90^\circ$ ). Il coefficiente di lavoro  $\lambda_{PT}$ , il diametro medio  $d_{m,PT}$  e l'altezza della lama  $l_{PT}^*$  devono essere scelti inizialmente. Successivamente, un rapporto di riduzione del cambio  $i$  può già essere calcolato. Come linea guida per la stima iniziale, sono state specificate le seguenti limitazioni:

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

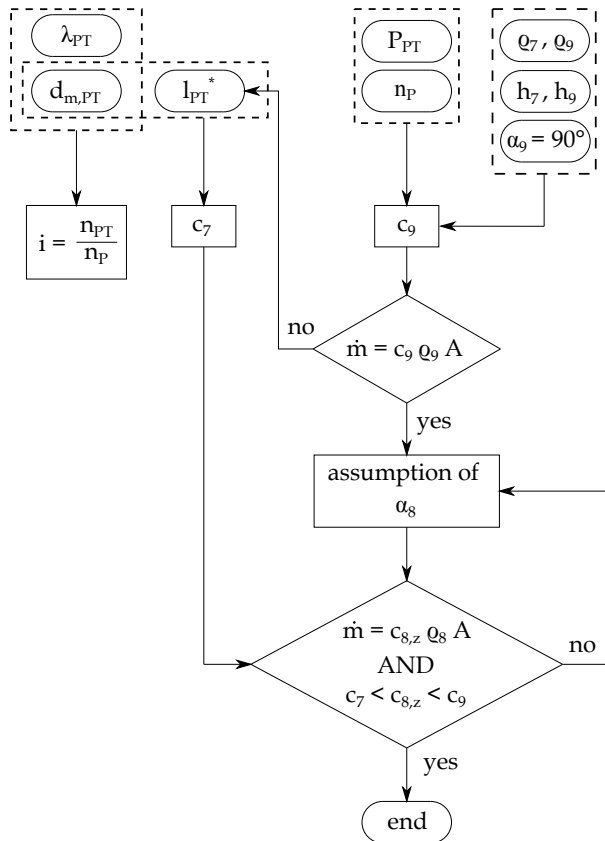


FIGURE 10. PT-TURBINE DESIGN FLOW CHART

With the energy conservation and the gained boundary conditions from the cycle calculation, the absolute outlet velocity  $c_9$  can be obtained. Using the calculated velocity, the mass flow rate must correspond to the given value to meet the mass balance. If the values do not agree, the blade height has to be changed. It should be mentioned, that the blade height has been chosen to be constant over the whole stage. As already shown for the GG-turbine, the absolute flow angle  $\alpha_8$  has to be chosen to meet the mass conservation in section 8. While the cycle calculation only provides values at section 7 and 9, density at guide vane outlet has been calculated under assumption of isentropic expansion. This calculation loop was finally carried out for different work coefficients ( $1 \leq \lambda \leq 1.8$ ). For every  $\lambda$ , three different mean diameters (90 mm, 95 mm and 100 mm) were chosen. This leads to different degrees of reaction, gearbox ratios, guide vane exit flow angles and circumferential velocities as shown in Tab. 5. A work coefficient of 1.1 results in a degree of reaction of  $\sim 0.5$ . Since guide vanes and rotor blades can be designed in the same way with this configuration, these values have been chosen for the conversion. Furthermore, the gearbox with the lowest gear-box ratio was selected in favour of the lowest weight at  $\lambda = 1.1$ . Therefore, the mean diameter of the stage was thus set to 100

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

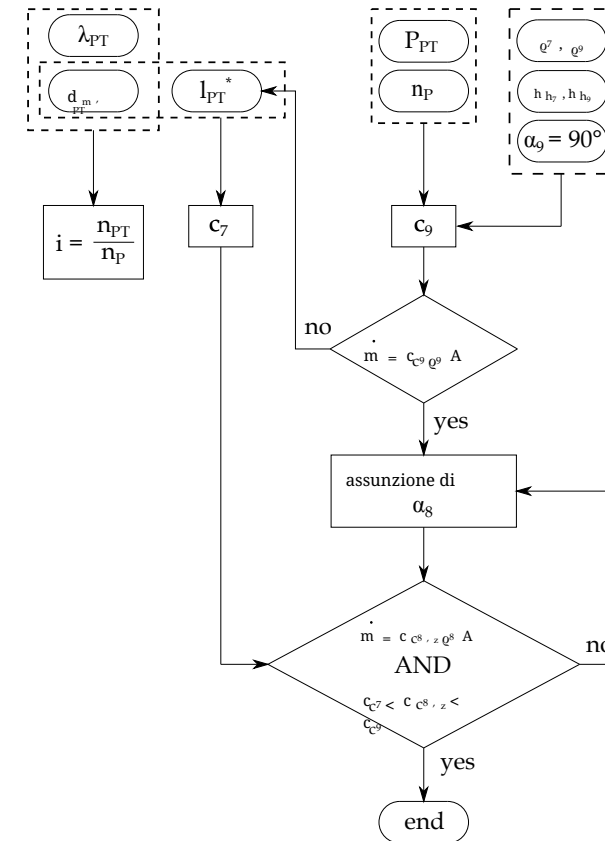


FIGURA 10. DIAGRAMMA DI FLUSSO DELLA PROGETTAZIONE DELLA TURBINA PT

Con la conservazione dell'energia e le condizioni al contorno ottenute dal calcolo del ciclo, è possibile ottenere la velocità assoluta in uscita  $c_9$ . Utilizzando la velocità calcolata, il flusso di massa deve corrispondere al valore fornito per soddisfare il bilancio di massa. Se i valori non coincidono, l'altezza della lama deve essere modificata. Va notato che l'altezza della lama è stata scelta costante per l'intero stadio. Come già mostrato per la turbina GG, l'angolo di flusso assoluto  $\alpha_8$  deve essere scelto per soddisfare la conservazione della massa nella sezione 8. Mentre il calcolo del ciclo fornisce solo valori nelle sezioni 7 e 9, la densità all'uscita della paletta guida è stata calcolata assumendo un'espansione isentropica. Questo ciclo di calcolo è stato infine eseguito per diversi coefficienti di lavoro ( $1 \leq \lambda \leq 1.8$ ). Per ogni  $\lambda$ , sono stati scelti tre diversi diametri medi (90 mm, 95 mm e 100 mm). Questo porta a diversi gradi di reazione, rapporti di riduzione del cambio, angoli di flusso in uscita della paletta guida e velocità circolarziali come mostrato in Tab. 5. Un coefficiente di lavoro di 1.1 porta a un grado di reazione di  $\sim 0.5$ . Poiché le palette guida e le lame del rotore possono essere progettate allo stesso modo con questa configurazione, questi valori sono stati scelti per la conversione. Inoltre, il cambio con il rapporto di riduzione più basso è stato selezionato a favore del peso più basso a  $\lambda = 1.1$ . Pertanto, il diametro medio dello stadio è stato fissato a 100.

mm, cosa porta a un'altezza della lama di 12,5 mm e inoltre a un ITD-面积比 di  $AR = 1.43$ .

TABELLA 5. VARIANTI DI PROGETTAZIONE DELLA TURBINA DI POTENZA

$\lambda$ [-]	$d_m$ [mm]	$i$ [-]	$R_k$ [-]	$\alpha_8$ [°]	$n_{PT}$ [giri]
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

### 叶片行

Basato sull'analisi della linea media, è stata creata una preliminare 叶片行. Pertanto, devono essere scelti adeguati 叶片行参数 in base alle velocità di flusso calcolate e agli angoli di flusso. Questi sono fondamentalmente l'angolo di sfasamento, il rapporto corda-passo, il raggio del bordo d'attacco e del bordo di uscita e gli angoli di cuneo. Prima di tutto, è stato scelto un coefficiente di Zweifel  $\Psi$ , che descrive il rapporto tra la forza aerodinamica tangenziale reale e quella massima possibile che agisce sulla 叶片 (8).

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

Dopo di che, un rapporto ottimale tra corda assiale e passo basato sugli angoli di flusso ottenuti può essere calcolato secondo [15]. Per fare ciò,  $\Psi$  è stato impostato inizialmente a 1. I valori comuni si trovano in un intervallo di  $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$ , come mostrano Wilson e Korakianitis [16]. Forniscono anche buone linee guida per il calcolo del design preliminare di



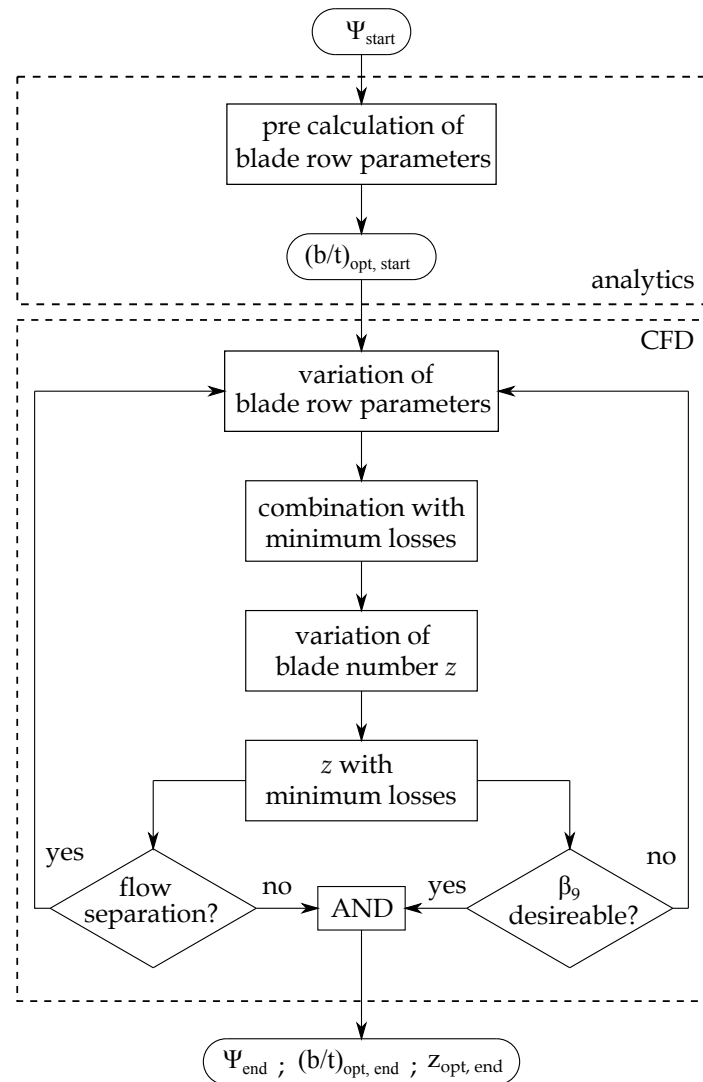


FIGURE 11. OPTIMAL BLADE NUMBER FLOW CHART

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-

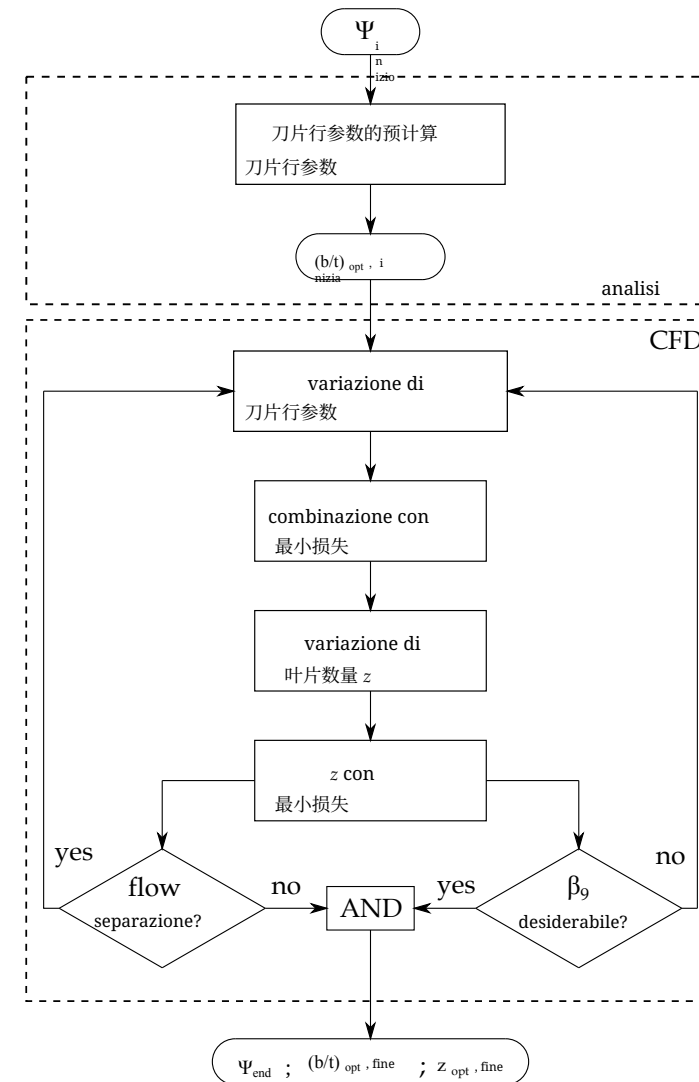


图 11. 图形最优叶片数

profilo della lama e la selezione dei parametri utilizzati durante questo design. Dopo aver ottenuto una fila di lame preliminare, sono state utilizzate simulazioni CFD per migliorare la geometria della lama in termini di minimizzazione delle perdite. Pertanto, sono stati investigati diversi punti di design che coprono diverse combinazioni di parametri della fila di lame per trovare una configurazione con perdite minime. I diversi punti di design sono stati creati automaticamente utilizzando un metodo ottimale di riempimento dello spazio. I parametri della lama variati sono l'angolo di sfalsamento, il raggio del bordo anteriore/posteriore e gli angoli a cuneo, la larghezza della gola, l'angolo della gola e l'angolo di uscita della lama. Come funzione obiettivo, il coefficiente totale di perdita di pressione

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

è stato scelto. I valori di pressione sono stati mediati per massa. Oltre ai parametri della riga delle lame, il numero di lame  $z_B$  è stato variato per una corda assiale costante selezionata  $b$ . Secondo l'Eqn. (8), un rapporto ottimale tra corda assiale e passo può essere ottenuto cambiando il numero di lame. Per ogni variazione dei parametri della riga delle lame, il numero di lame è stato cambiato tra 27 (primo ottenuto tramite il metodo di Wilson) e 60. Inoltre, deve essere verificato se il campo di flusso calcolato è privo di separazione del flusso e se l'angolo di uscita effettivo è in accordo con il valore calcolato dall'analisi della linea media (Fig. 11). A causa delle piccole altezze delle lame, le lame sono state progettate in modo cilindrico.

### Impostazione CFD

I calcoli CFD sono stati eseguiti con il software commerciale ANSYS FLUENT 18.1 assumendo un flusso compressibile in regime stazionario con un numero di Mach in ingresso relativo di  $Ma_{w,1} = 0.42$ , ottenuto precedentemente tramite il design analitico. Prima di tutto, la riga delle lame è stata quindi progettata con ANSYS DESIGN MODELER e la 3D rete è stata creata con ANSYS TURBO GRID, composta da circa 78000 celle per settore della lama con  $y^+ < 1$ . Sotto l'assunzione di condizioni di inflow uniformi, è stato utilizzato un modello settoriale con condizioni al contorno periodiche. Poiché si suppone un flusso compressibile, la pressione totale all'ingresso e la pressione statica considerando l'equilibrio radiale all'uscita sono state utilizzate come condizioni al contorno. A causa delle piccole dimensioni, il numero di Reynolds del profilo è dell'ordine di  $5 \cdot 10^4$ . Per coprire gli effetti turbolenti, è stato utilizzato il modello di turbolenza SST  $k-\omega$  di Menter [17] inclusa la correzione per basso numero di Reynolds. L'intensità turbolenta è stata impostata a 2% e una scala di lunghezza turbolenta di  $0.01 \cdot t$  secondo [18] è stata utilizzata all'ingresso.

### Risultati

La figura 12 mostra il campo di velocità con le linee di flusso di tre diverse file di pale nella sezione media. La figura 12-(a) mostra la geometria della file di pale iniziale ottenuta analiticamente. Il numero di pale è stato scelto per il miglior rapporto corda-pitch secondo l'equazione (8) per  $\Psi = 1$ . I risultati del calcolo mostrano una significativa separazione del flusso sul lato di aspirazione a causa del basso rapporto corda-pitch e di parametri insufficienti della fila di pale. Aumentando il numero di pale, e conseguentemente aumentando il rapporto  $b/t$  per questa geometria di pala iniziale, si osserva che le perdite minime non si verificano al  $b/t = 1.12$  come previsto dal calcolo con i criteri di Zweifel secondo l'equazione (8). Si sospetta che ciò sia dovuto a un rischio maggiore di separazione del flusso sul lato di aspirazione, quando il numero di Reynolds del profilo è basso. La figura 12-(b) mostra le linee di flusso al numero ottimale di pale per una geometria di pala migliorata. Si può notare che la separazione del flusso è ora minore rispetto a (a). Per il numero ottimale di pale ( $b/t = 1.41$ ), dove  $\omega$  è al minimo per questa geometria,  $\Psi$  assume un valore di 0.79. Questo cor-



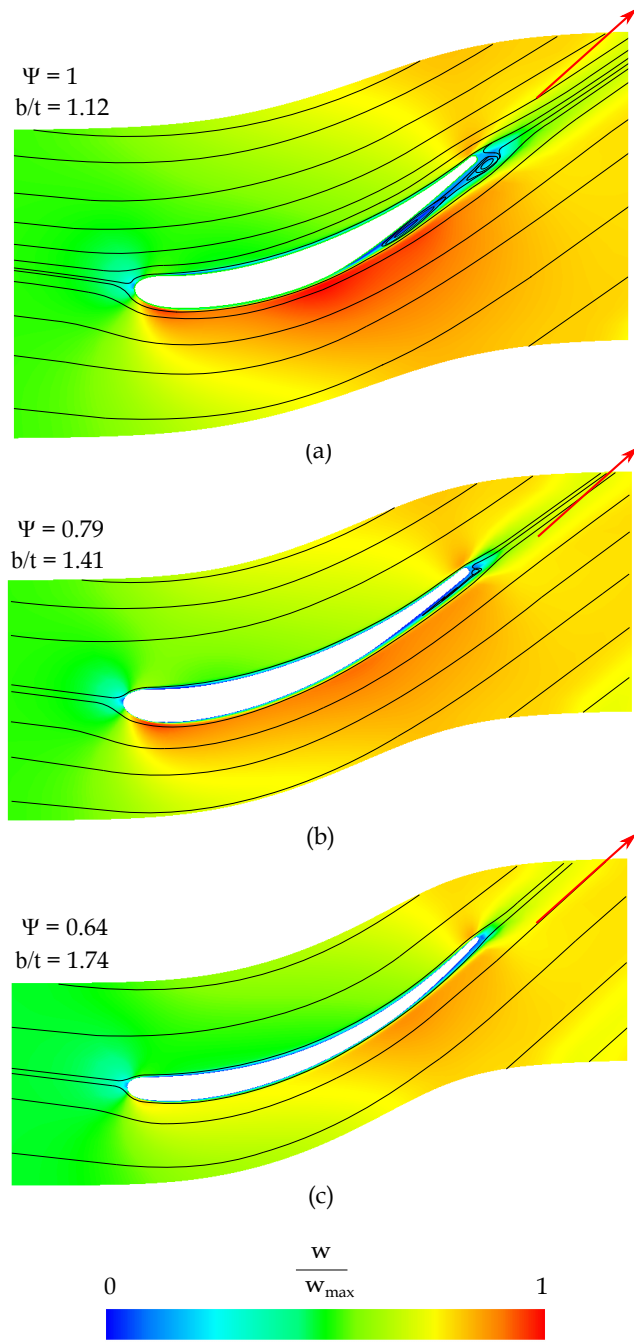


FIGURE 12. STREAMLINE-VELOCITY PLOT

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

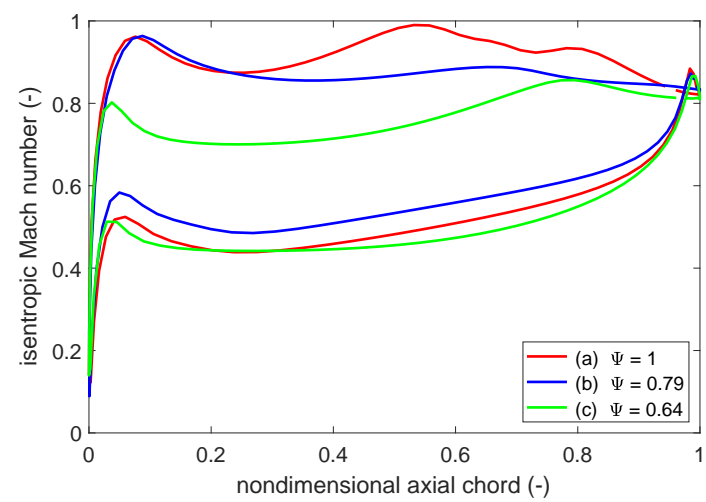


FIGURE 13. ISENTROPIC MACH NUMBER DISTRIBUTION

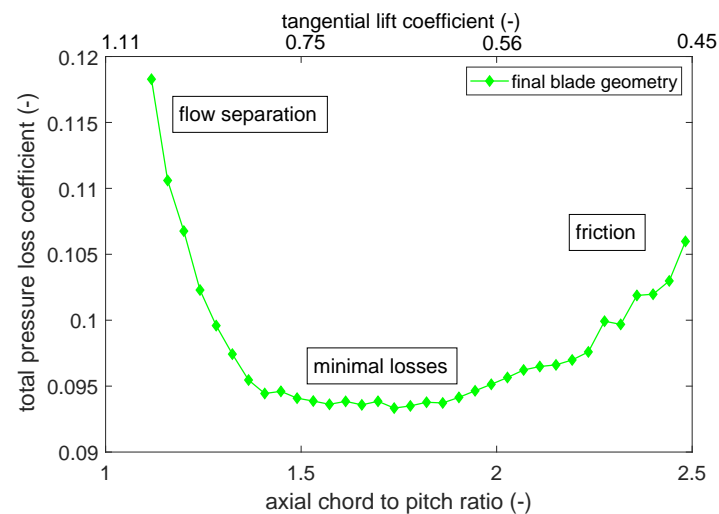


FIGURE 14. TOTAL PRESSURE LOSS

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

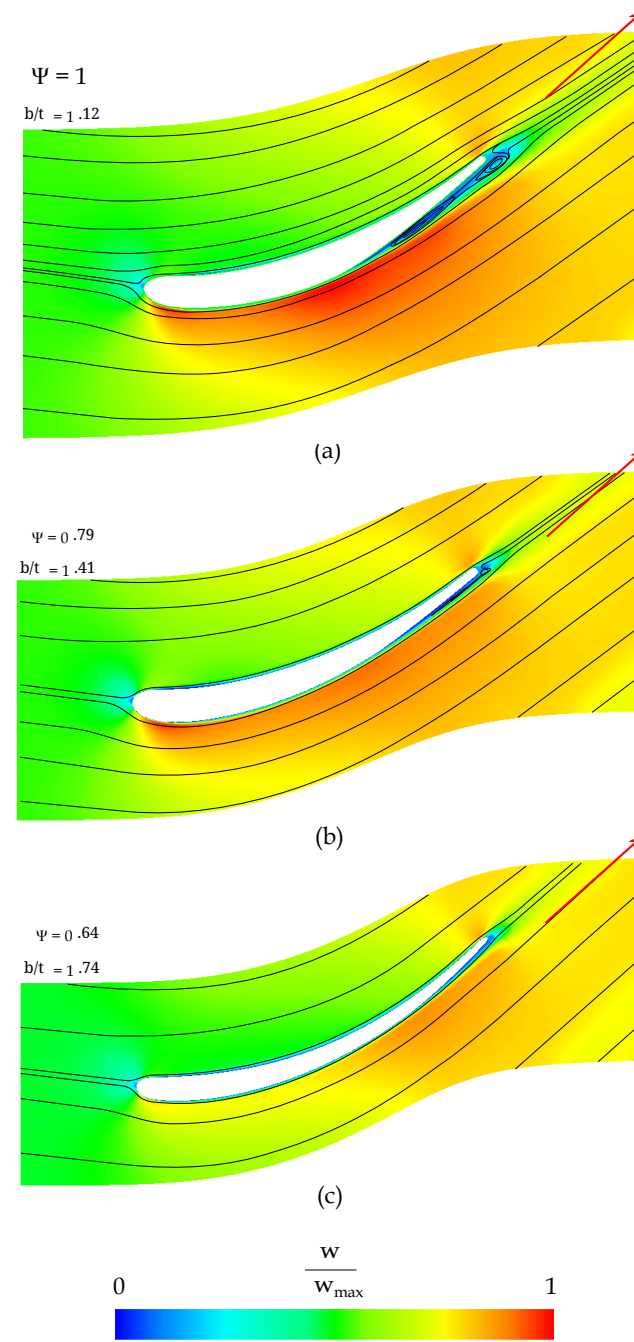


图 12. 速度流线图

risponde molto bene a Zweifel, dove il rapporto corda-pitch ottimale assume un valore di 1.40 per  $\Psi = 0.8$  a dati angoli di flusso. Inoltre, si può osservare che l'angolo di uscita  $\beta_0$  non soddisfa il valore richiesto per le configurazioni (a) e (b). La figura 12. (c) mostra la file di pale preliminare finale. La separazione del flusso è ora completamente scomparsa e l'angolo di flusso in uscita corrisponde bene al

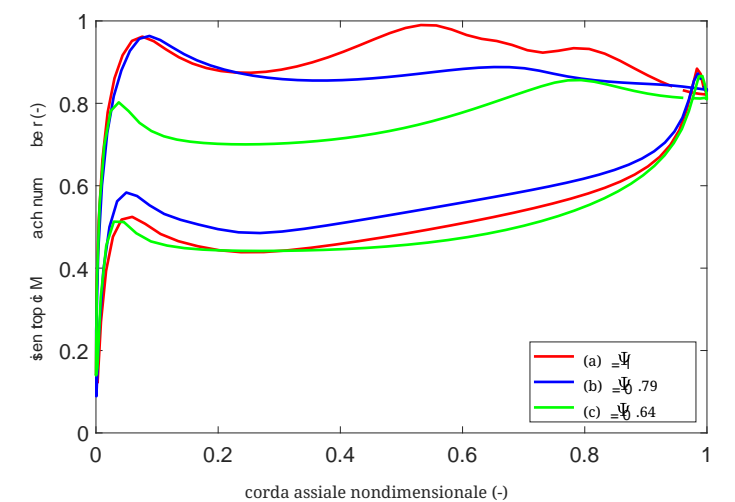


图 13. 分布 del numero di Mach isentropico

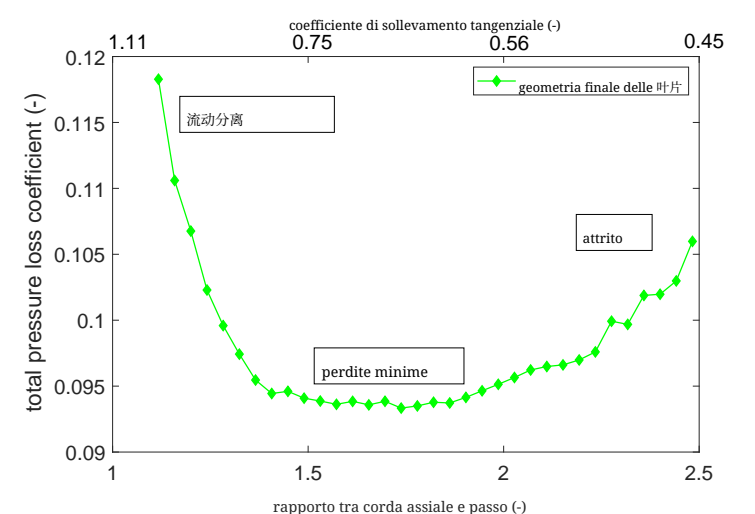


图 14. PERDITA DI PRESSIONE TOTALE

valore ottenuto attraverso l'analisi della linea media per la potenza di uscita specificata. La freccia rossa in 图 12 rappresenta la direzione di flusso in uscita desiderata. Durante il processo di progettazione, si può osservare che la geometria delle 叶片 diventa più sottile man mano che il processo continua. La curvatura del lato di aspirazione diventa più fluida verso la configurazione (c), il che potrebbe essere un ulteriore motivo per la deviazione della previsione di Zweifel per il profilo (a). Inoltre, la velocità massima sul lato di aspirazione è spostata verso il bordo di uscita.

马赫数的分布在叶片表面如图 13 所示。压力侧的分布在所有情况下都非常相似，因为压力侧的几何形状几乎没有变化。另一方面，吸力侧的分布在改进过程中显示出显著变化。初始叶片行显示出高度波动的

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 aknowledge 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.,

分布, 这是由于加速后随之而来的流动分离造成的减速. 改进后的叶片行 (b) 显示出相对恒定的分布, 这实际上是好的. 然而, 由于出口流动条件差, 这一设计需要进行修改. 对于最终配置, 图 14 显示了总压力损失系数随弦长与节距比的变化. 该图可以分为三个主要区域. 对于少量叶片, 由于流动分离发生了高损失. 随着叶片数量的增加, 流动分离消失, 损失在相对较宽的范围内保持恒定的最小值. 进一步增加叶片会导致由于摩擦而产生损失. 可以清楚地看到, 损失更受流动分离的影响, 而不是由于低轴向弦长与节距比的高梯度而受到摩擦的影响. 可以假设, 目前的最佳轴向弦长与节距比的宽范围是由于所选叶片行的低偏转. 由于平坦的最小值, 可以在几乎相同的低损失范围内找到最佳配置. 在减重和生产努力方面,  $\Psi$  应尽可能高. 由于该级的反应度约为 0.5, 导向叶片和转子叶片的叶片几何形状可以以相同的方式设计, 因此在这一初步设计中不详细考虑导向叶片行.

## CONCLUSIONI

In questo lavoro, è stato presentato un concetto per la conversione da micro-turbina a micro-asse. Attraverso una prima stima, è stata ottenuta la quantità di potenza dell'asse convertibile. Inoltre, è stato sviluppato un modello di ciclo termodinamico considerando gli effetti dovuti alle piccole dimensioni. Poiché le informazioni sui motori esistenti sono solitamente rare, è stata presentata una ricalcolo del gas generator di un motore scelto per specificare le condizioni al contorno sconosciute. Con un'analisi della linea media eseguita simultaneamente, i parametri sconosciuti, ad es. le component efficiencies, potrebbero essere stimati. Dopo il calcolo delle condizioni al contorno, è stato presentato il design della turbina di potenza aggiuntiva. Pertanto, è stato mostrato un metodo di design preliminare analitico basato anche sull'analisi della linea media. Inoltre, è stata trovata una combinazione sufficiente di diametro medio e coefficiente di lavoro della turbina di potenza in termini di peso minimo del riduttore. I calcoli mostrano che il peso minimo potrebbe essere ottenuto utilizzando un coefficiente di lavoro di 1.1 e un diametro medio di 100 mm considerando un favorevole grado di reazione. La PT-power è circa 50% della GGT-power a un'efficienza termica di 13% e un consumo specifico di carburante di  $180 \cdot 10^{-6}$  (kg/s)/kW. Inoltre, la geometria della blade row è stata ottimizzata utilizzando calcoli CFD. In particolare, è stato ottenuto un intervallo di numero ottimale di blade cambiando il rapporto tra corda assiale e passo a una corda costante per una blade row pre-ottimizzata. Il rapporto ottimale  $b/t$  di 1.74 porterebbe a 42 blade. Ridurre il numero di blade fino a 34 ridurrebbe lo sforzo di produzione a quasi 1 e stesse basse perdite. Come ulteriore compito di ricerca, deve essere eseguita un'analisi strutturale per

la geometria delle 叶片 ottenuta. Un'ottimizzazione del 中间涡轮道 può anche essere un ulteriore argomento di ricerca in termini di minimizzazione delle perdite e del peso complessivo del motore.

## RINGRAZIAMENTI

Gli autori desiderano riconoscere la Ricerca Austriaca Agenzia di Promozione FFG per il supporto al progetto JET T2S HAFT nell'ambito del Programma di Ricerca e Tecnologia Aeronautica TAKE OFF.

## RIFERIMENTI

- [1] 卡多什, K., 和 库库雷尔, B., 2017. “微型涡轮喷到 Conversione Turbofan tramite Trasmissione Variabile Continua- sion: Studio delle prestazioni termodinamiche”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **139**(2), 二月, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., e Badry, B. E., 2017. “Conversione del motore turbojet JetCat P P200 in motore turboprop”. *International Journal of Scientific and Engineer- ing Research*, **8**(3), Marzo, pp. 1447–1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., e Saboohi, Z., 2019. *Come- sessamento dell'approccio di conversione del micro-turboprop motori*. CSAA- Chinese Journal of Aeronautics-<https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT 荷兰, 2018. *Olympus HP Specification*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., e Smith, N., 2013. *Un'Indagine sul Modello di Prestazione di un Piccolo Motore a Turbina a Gas*. ASME Paper GT T2013-94405 .
- [6] Leylek, Z., 2012. *Un'Indagine sul Modello di Prestazione di un Piccolo Motore a Turbina a Gas*. Divisione Veicoli Aerei - Organizzazione per la Scienza e la Tecnologia della Difesa - Governo Australiano, DSTO-TR-2757 .
- [7] Bakalis, D. P., e Stamatis, A. G., 2010. *Esteso In- Strumentazione e calibrazione del modello per un piccolo micro- Turbina*. Documento ASME GT T2010-22837 .
- [8] Rahman, N. U., e Whidborne, J. F., 2008. “Un'indagine numerica sull'effetto del bleed del motore sulle prestazioni di un motore turbojet a singolo stadio”. *Atti dell'Istituto degli Ingegneri Meccanici, Parte G: Giornale di Ingegneria Aerospaziale*, **222**(7), luglio, pp. 939–949.
- [9] Vannoy, S., e Cadou, C. P., 2016. *Sviluppo e validazione di un modello NPSS di un piccolo motore turbojet*. 52<sup>n</sup> d Conferenza congiunta AIAA/SAE/ASEE di Propulsione - AIAA A2016-5063 .
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., e den Braembussche, R. A. V., 2006. *Studio numerico del trasferimento di calore nei micro-gas turbine*. Documento 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. *La termodinamica aerodinamica dei micro-turbomachinery*. Documento ASME GT T2004-53877 .

[12] AMT 荷兰, 2018. *Immagini interne*. URL [http://www.amtjets.com/internal\\_pics.php](http://www.amtjets.com/internal_pics.php).

[13] AMT 荷兰, 2019. *Re: Olympus HP in configurazione universitaria*. URL<http://www.amtjets.com>.

[14] 罗杰斯, C., 1968. “Una tecnica di analisi del ciclo per piccole turbine a gas”. *Atti dell'Istituzione degli Ingegneri Meccanici*, **183**(14), settembre, pp. 37–49.

[15] 茨维费尔, O., 1945. *La questione della migliore distribuzione delle pale per le pale delle turbomaschinen, in particolare grandi deviazioni nelle file di pale*. BBC-Comunicazioni.

[16] Wilson, D. G., e Korakianitis, T., 1998. *Il Design di Turbomacchine ad Alta Efficienza e Turbine a Gas*. Seconda edizione, 普伦蒂斯霍尔.

[17] Menter, F. R., 1994. “Turbolenza a Due Equazioni di Viscosità Tur-Modelli di turbolenza per applicazioni ingegneristiche”. *AIAAJournal*, **32**(8), 八月, pp. 1598–1605.

[18] Hah, C., 1984. “Un'analisi di Navier-Stokes di tre-flussi turbolenti tridimensionali all'interno delle 叶片行 delle turbine in condizioni di progetto e fuori progetto”. *Journal ofEngineering for Gas Turbines and Power*, **106**(2), 四月, pp. 421–429.