



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.

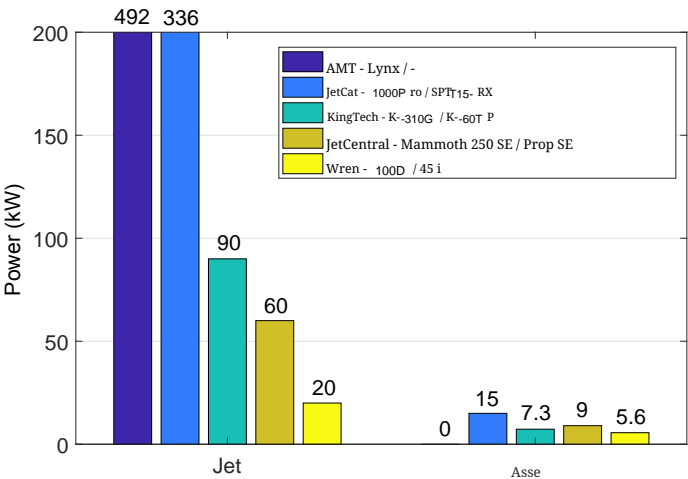


FIGURA 1. POTENZA DI GUIDA MASSIMA DISPONIBILE DEI MOTORI MICRO-TURBOSHAFT E MICRO-TURBOJET

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.

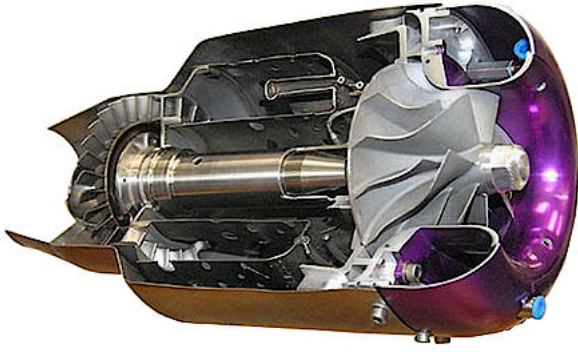


FIGURA 2. AMT OLYMPUSHP [12]

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 方程 (1).

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

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  $c_0$  è uguale a  $s_0$  nel caso di sospensione e  $c_0 \ll c_{10}$  nel caso di sollevamento verticale, si può trascurare  $c_0$  nella 方程 (1). Inoltre, un valore di potenza equivalente basato sull'energia cinetica può essere calcolato con

$$P = \dot{m} \frac{c_{10}^2}{2} \tag{2}$$

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

$$P = \frac{F^2}{2\dot{m}} \tag{3}$$

La stima della potenza per l'AMT Olympus HP secondo

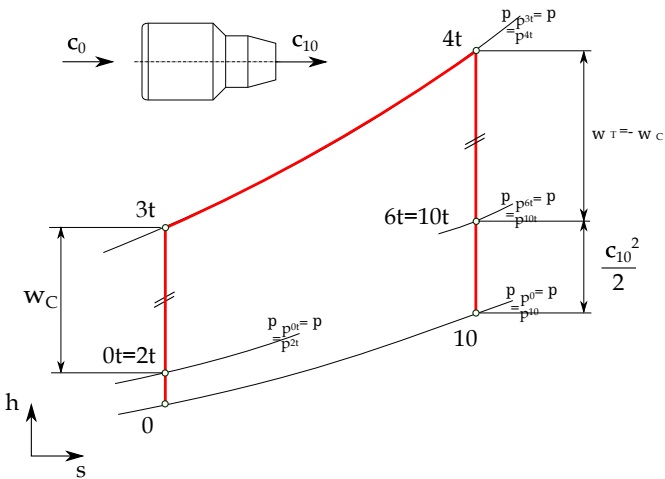


图 3. 理想涡轮喷气循环

方程 (3) porta a una potenza del albero convertibile di  $\dot{W}_{58} = 8 \text{ kW}$ . Il en- specifications 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  $H_{17} = 42800 \text{ kJ/kg}$ . 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  $\approx 3.5$  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

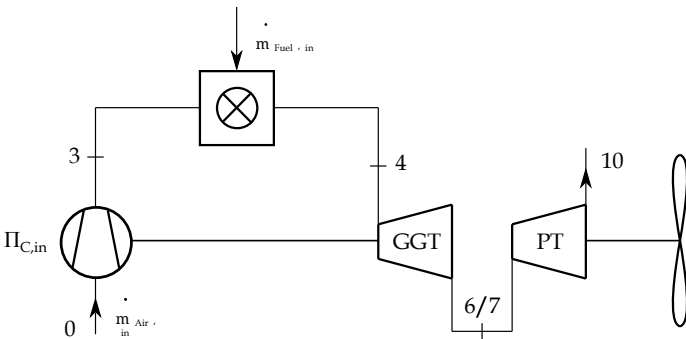


FIGURA 4. MODELLO CICLO INIZIALE

rapporto di pressione di circa  $\approx 8 \%$  (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  $\approx 10 \%$  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  $\approx 11 \%$ , 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  $3 \text{ kW}$  è stato considerato in una prima stima approssimativa per il trasferimento di calore statico. Variare la perdita di calore tra  $0$  e  $3 \text{ kW}$  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  $\approx 2 \%$  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  $\approx 3 \%$  del flusso di massa d'aria

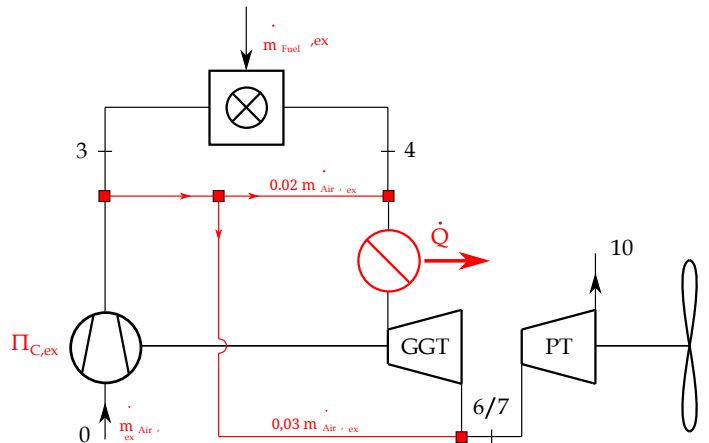


FIGURA 5. MODELLO CICLO ESTESO

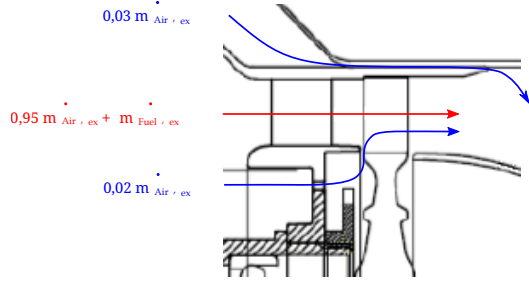


FIGURE 6. 涡轮冷却空气质量流量 [13]

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 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  $A_{A4}$  和  $A_{A6}$  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  $c_{c4}$  可以计算为

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

由于信息不足，假设为无涡流流入 ( $c_{c4} = c = c_{c,z}$  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 ( $c_{c6} = c = c_{c,z}$  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  $c_{c6}$  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  $h_{t4}$  e  $h_{t6}$  dalla calcolo del ciclo termodinamico e le velocità precalcolate  $c_{c4}$  e  $c_{c6}$ , 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 c 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

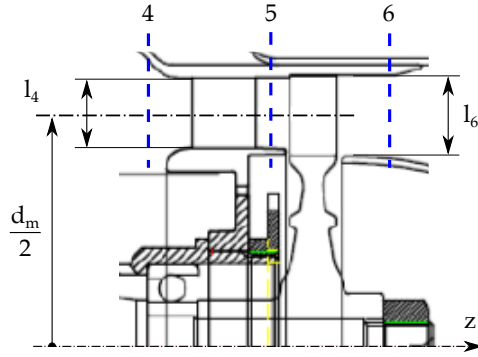


FIGURA 7. AMTOLYMPUSHP GG- 涡轮 [13]

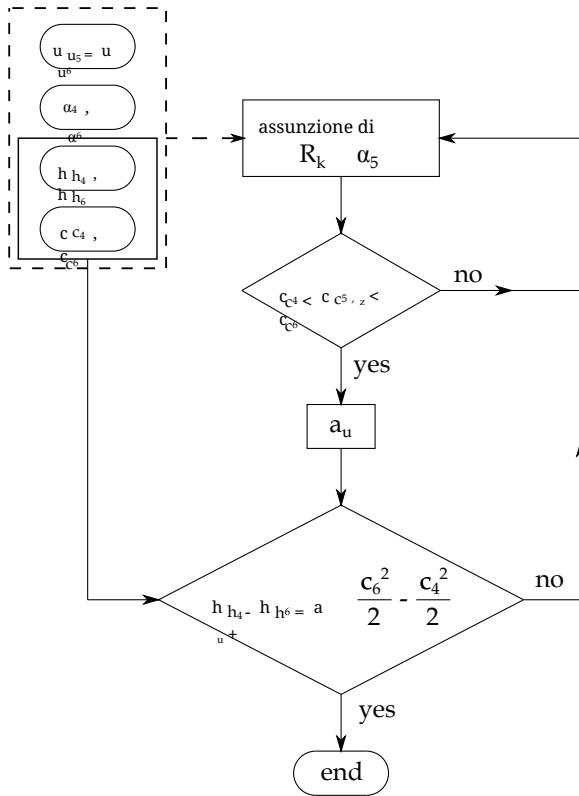


FIGURA 8. GG- 涡轮流程图

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  $\lambda = a_u/u/u_m^2 = 0.97$  和反应度  $R_k = 0.52$

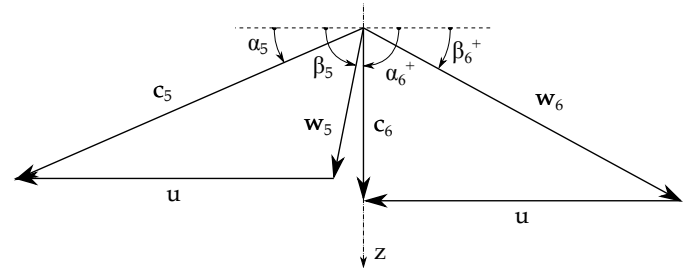


FIGURA 9. 速度三角形 GG- 涡轮

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:

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

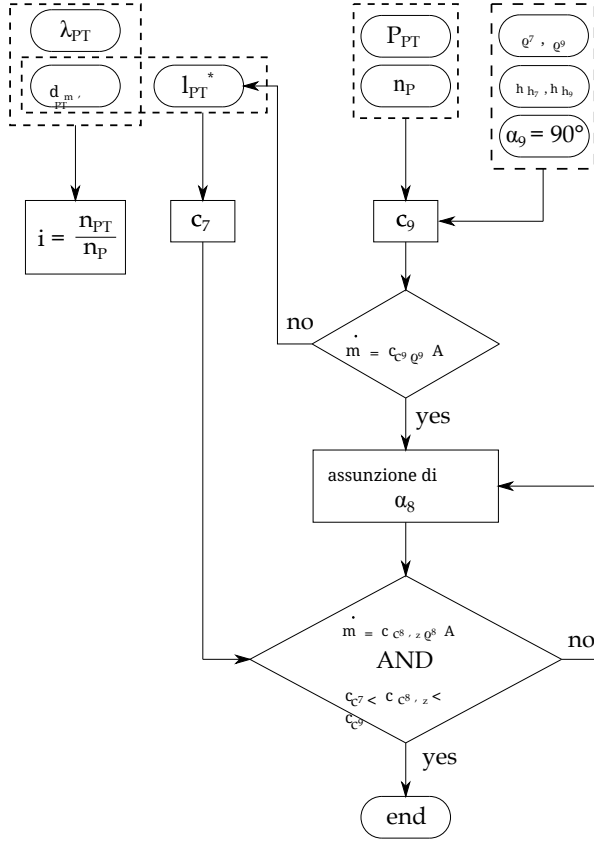


FIGURA 10. DIAGRAMMA DI FLUSSO DELLA PROGETTAZIONE DELLA TURBINA PT

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 circonferenziali 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	0.55	40	63000
	95	11.9			59500
	100	11.3			56500
1.1	90	12.0	0.51	39.1	60000
	95	11.4			57000
	100	10.8			54000
1.2	90	11.5	0.46	38.4	57500
	95	10.9			54500
	100	10.4			52000
1.4	90	10.6	0.37	37.2	53000
	95	10.0			50000
	100	9.6			48000
1.6	90	9.9	0.27	36.4	49500
	95	9.4			47000
	100	8.9			44500
1.8	90	9.4	0.17	35.8	47000
	95	8.9			44500
	100	8.5			42500

#### 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

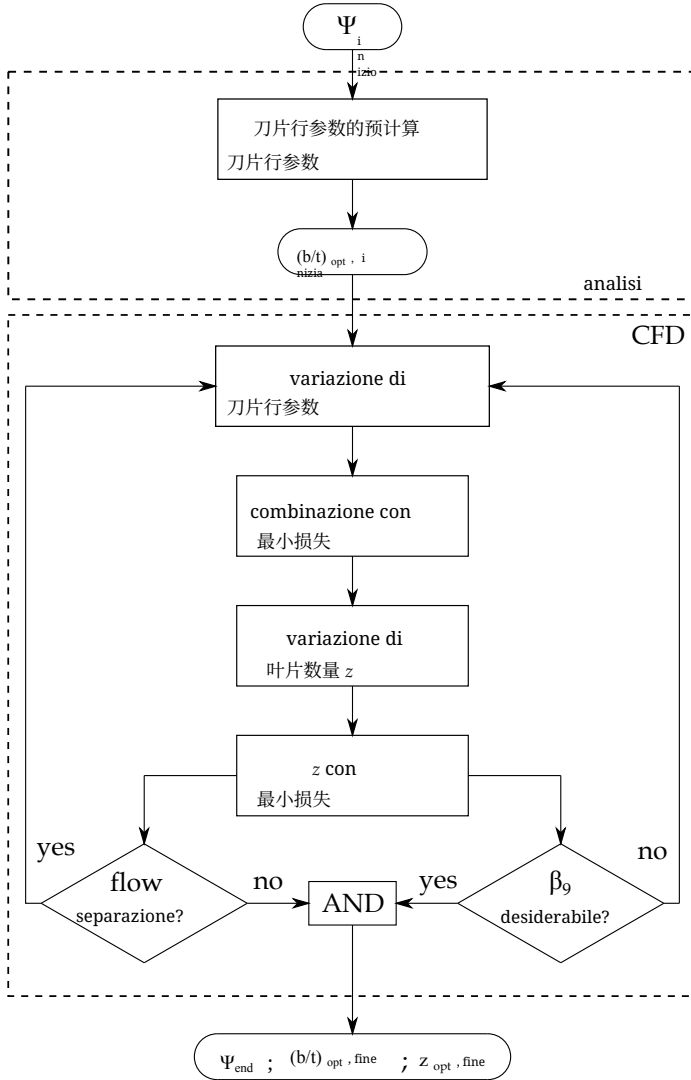


图 11。Grafico del numero ottimale delle lame

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 T 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-



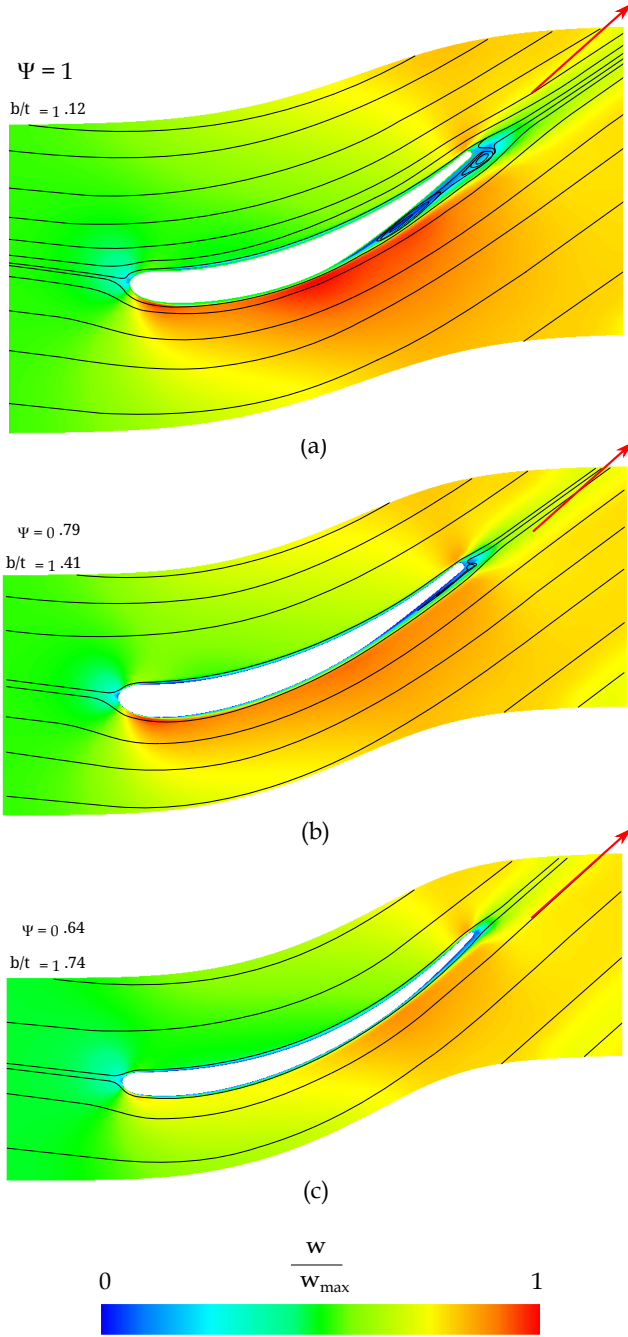


图 12. 速度流线图

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  $\beta$  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

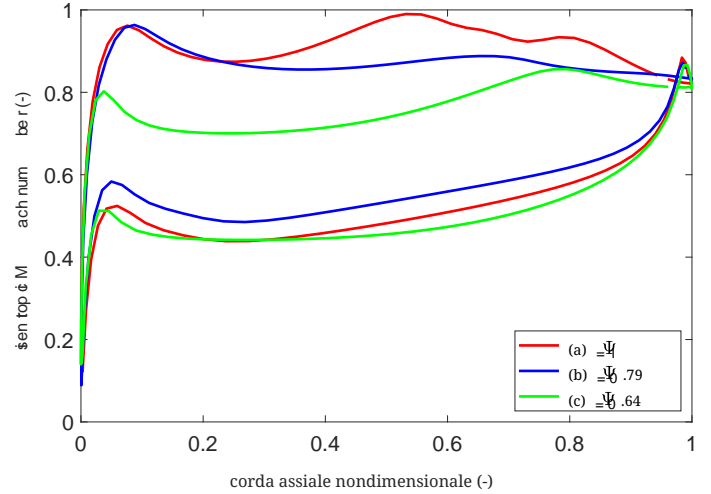


图 13. 分布 del numero di Mach isentropico

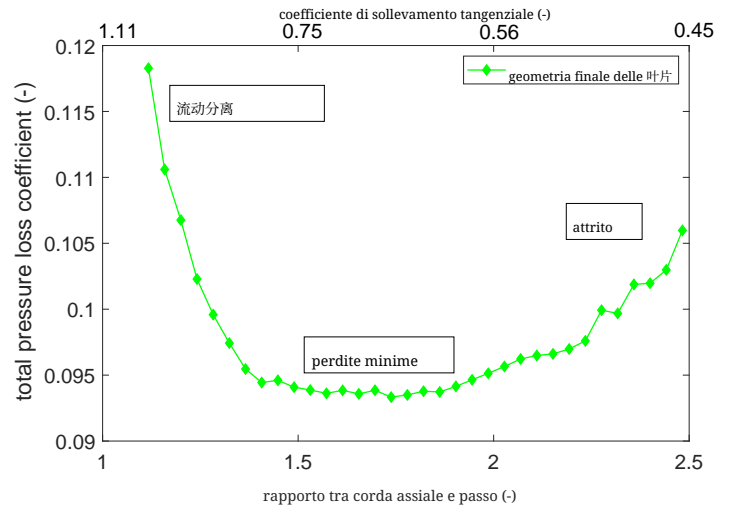


图 14. PERDITA DI PRESSIONE TOTALE

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

distribuzione, questa è dovuta all'accelerazione che si verifica con l'aumentare della velocità. La distribuzione delle pale (b) mostra una distribuzione relativa costante, che è in realtà buona. Tuttavia, a causa delle condizioni di uscita del flusso, questa distribuzione deve essere modificata. Per la configurazione finale, la Fig. 14 mostra il coefficiente di perdita totale in funzione della lunghezza delle pale e del rapporto tra la spaziatura e la lunghezza delle pale. Il grafico può essere diviso in tre regioni principali. Per un numero ridotto di pale, si verifica una perdita elevata. Con l'aumentare del numero di pale, la perdita diminuisce e si stabilizza in un intervallo relativamente ampio. Aumentare ulteriormente il numero di pale porta a perdite dovute all'attrito. È possibile vedere che la perdita è influenzata dal distacco del flusso, e non dalla perdita di carico dovuta al gradiente di velocità che si verifica con la perdita di carico. Si può supporre che la migliore spaziatura delle pale e del rapporto tra la spaziatura e la lunghezza delle pale sia dovuta alla perdita di carico delle pale. Poiché la perdita di carico è minima, si può trovare la migliore configurazione in un intervallo relativamente ampio. In termini di riduzione del peso e di produzione,  $\psi$  dovrebbe essere il più alto possibile. Poiché la risposta di questo parametro è di circa 0,5, la geometria delle pale e delle pale di guida può essere progettata allo stesso modo, quindi in questa fase di progettazione non è necessario considerare le pale di guida.

#### 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 componenti di efficienza, 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  $b/r$  di 1.74 porterebbe a 42 blade. Ridurre il numero di blade fino a 34 ridurrebbe lo sforzo di produzione a quasi le stesse basse perdite. Come ulteriore compito di ricerca, deve essere eseguita un'analisi strutturale per

la geometria delle pale ottenuta. Un'ottimizzazione del mezzo condotto 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] Kadoyama, K., e Kurekawa, B., 2017. "Micro-turbine Conversion Turboprop Conversion by Variable Transmission: Study of the Performance of Thermodynamic". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **139**(2), February, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., e Badry, B. E., 2017. "Conversion of the turbojet engine JetCat P 200 to a turboprop engine". *International Journal of Scientific and Engineering Research*, **8**(3), March, pp. 1447-1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., e Saboohi, Z., 2019. "Conversion of the micro-turboprop engine". *CSAA-Chinese Journal of Aeronautics*. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT, 2018. *Olympus HP Specification*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., e Smith, N., 2013. "Investigation of the Performance of a Small Gas Turbine Engine". *ASME Paper GT 2013-94405*.
- [6] Leylek, Z., 2012. "Investigation of the Performance of a Small Gas Turbine Engine". 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. "Estimation and Calibration of the Model for a Small Micro-Turbine". *ASME Paper GT 2010-22837*.
- [8] Rahman, N. U., e Whidborne, J. F., 2008. "Numerical Investigation of the Effect of Bleed on the Performance of a Turbojet Engine". *Attii dell'Istituto degli Ingegneri Meccanici, Parte G: Giornale di Ingegneria Aerospaziale*, **222**(7), July, pp. 939-949.
- [9] Vannoy, S., e Cadou, C. P., 2016. "Development and Validation of a NPSS Model of a Small Turbojet Engine". 52nd Conference Joint AIAA/SAE/ASEE of Propulsion - AIAA 2016-5063.
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., e den Braembussche, R. A. V., 2006. "Numerical Study of Heat Transfer in Micro-gas Turbines". *ASME Paper GT 2006-90161*.
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., e Tan, C. S.,

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 of Engineering for Gas Turbines and Power*, **106**(2), 四月, pp. 421–429.