

# Molto Piccole Turbine a Gas per Motori a Reazione – Limiti Attuali e Potenziale di Miglioramento

D. Hirndorf \*, A. Hupfer \*, W. Erhard \* e H.-P. Kau \*

\*Istituto per la Propulsione Aeronautica

慕尼黑工业大学, 85747 加尔兴, 德国

## 摘要

La tecnologia delle turbine a gas offre dispositivi di propulsione con eccellenti rapporti spinta-peso per un'ampia gamma di condizioni di volo. Tuttavia, l'efficienza ridotta e i costi operativi elevati degli attuali piccoli motori a turbina a gas limitano sostanzialmente il loro utilizzo in nuovi mercati emergenti. Questo documento valuta le prestazioni delle piccole turbine a gas basandosi su dati del ciclo termodinamico ottenuti da un banco di prova. Analizza l'effetto dei parametri basati sui componenti e propone misure per aumentare l'efficienza. Dopo aver effettuato l'analisi, è stata identificata l'intersezione tra il diffusore del compressore e la camera di combustione come un'area con un alto potenziale di miglioramento.

## 1. Introduzione

Negli ultimi anni sono stati progettati una varietà di nuovi motori a turbina a gas nel range di spinta di 1000 N e inferiori (motori a turbina a gas molto piccoli). La loro piccola dimensione e il peso leggero li rendono attraenti per nuovi mercati emergenti come modelli di aerei, UAV, veicoli pilotati a distanza e sistemi di volo autonomi. Tuttavia, a causa degli effetti di scala e della mancanza di linee guida progettuali per componenti chiave come la camera di combustione o le pale del diffusore del compressore, l'efficienza ridotta di questi motori limita ancora il loro utilizzo in molte situazioni.

在慕尼黑工业大学的飞行推进研究所，针对非常小的燃气涡轮进行了研究，以评估当前的最先进技术以及评估改进的潜力。弗兰克涡轮 TJ 74 [1] 的热力学循环过程在测试台上进行了分析（见图1）。然而，由于周向不均匀分布，一些代表性的状态条件无法准确确定。进行了分析以考虑测量不确定性，并提供有关流动条件的更详细信息。设计参数和组件效率使用 GasTurb 12 性能软件 [2] 进行了迭代计算。

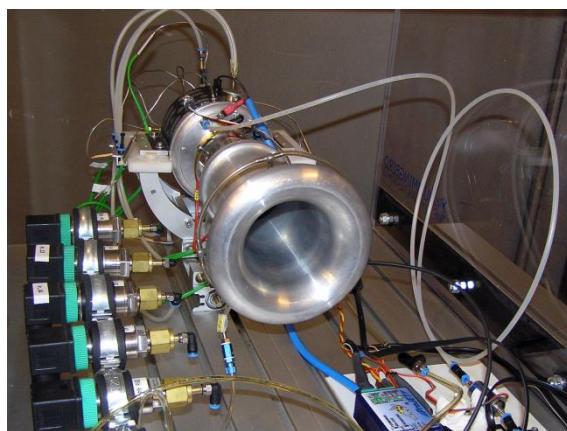


Figura 1: Test stand con la turbina a gas Frank Turbine TJ 74

## 2. Configurazione delle piccole turbine a gas

La configurazione della maggior parte dei piccoli motori a getto a turbina a gas si basa sulle linee guida di Kurt Schreckling [3]. L'aria ambiente entra nella turbina a gas attraverso l'ingresso del motore e procede verso il compressore. Il compressore è composto da un'ala centrifuga e successivi alette di diffusore, che deviano l'aria in direzione assiale e riducono la sua velocità aumentando la pressione statica. L'aria entra nella zona di combustione attraverso diversi fori nella guaina interna ed esterna della camera di combustione. Una piccola parte dell'aria è guidata verso le aste dell'evaporatore sul lato posteriore del combustore. All'interno delle aste, questa parte dell'aria viene mescolata con il combustibile, che si vaporizza sulla parete calda delle aste. La miscela di combustibile-aria si accende dopo essere uscita dalle aste dell'evaporatore. A valle della camera di combustione, i gas di scarico si espandono nella turbina, che fornisce potenza per l'ala del compressore. I gas di scarico escono dalla turbina a gas attraverso il ugello convergente, dove il flusso viene accelerato per creare spinta. La figura 2 mostra l'intera configurazione della turbina a gas.

Una differenza principale rispetto ai motori a gas turbine più grandi è l'assenza di un sistema di olio separato per il raffreddamento e la lubrificazione dei cuscinetti. Invece, una miscela di combustibile di kerosene e circa 5% di olio per turbine fornisce sia la combustione che la lubrificazione. La miscela viene suddivisa dopo la pompa del combustibile in modo che circa 5% del flusso totale di combustibile venga canalizzato attraverso i cuscinetti [3]. Questa frazione si unisce al flusso principale di gas di scarico non prima della sezione della turbina – bypassa la camera di combustione e quindi rimane non bruciata.

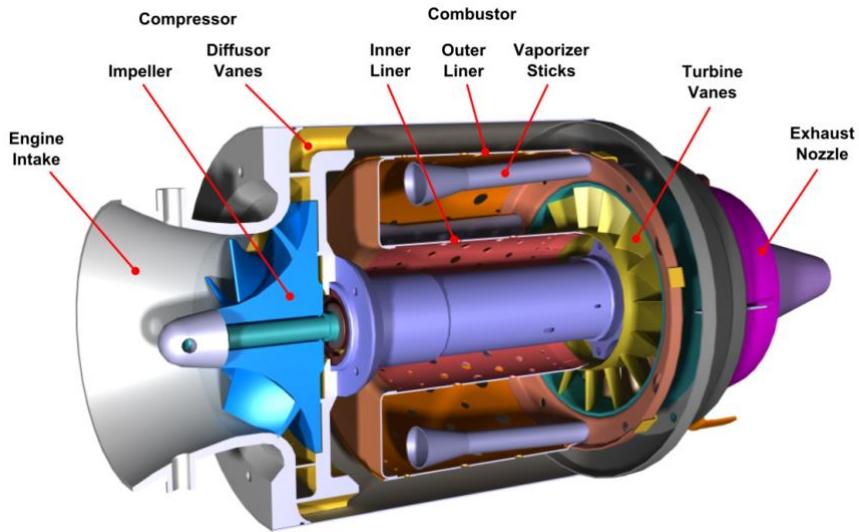


Figura 2: Configurazione di una turbina a gas molto piccola

## 3. Valutazione delle prestazioni dei turbojet a singolo asse

Per valutare le prestazioni di un motore a reazione, il consumo specifico di carburante per spinta così come la spinta specifica  $s_p$  possono essere quantificati. Il primo mette in relazione il flusso di massa del carburante con l'output di spinta, caratterizzando quindi l'efficienza complessiva del motore (vedi Eq. (1)). La spinta specifica è il quoziente tra spinta e flusso di massa del motore, rendendola principalmente una funzione della velocità dei gas di scarico  $v_9$  e quindi dell'energia cinetica specifica dei gas di scarico (vedi Eq. (2)). Questo valore è esplicitamente importante per i motori piccoli in cui la dimensione è un fattore limitante e dove la spinta deve essere creata da flussi di massa bassi e alte velocità.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{fuel}}{F_N} \approx \frac{FAR}{(FAR + 1) \cdot v_9} \quad (1)$$

$$F_{sp} = \frac{F_N}{\dot{m}_0} \approx (FAR + 1) \cdot v_9 \quad (2)$$

Entrambi gli equazioni sono presentate senza mostrare l'influenza della velocità di volo. Il rapporto combustibile-aria  $\dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0$  collega il flusso di massa del combustibile al flusso di massa dell'aria del motore<sup>1</sup>. Come mostrano le Eq. (1) e (2), entrambi i valori di prestazione sono strettamente correlati tra loro. Tuttavia, la conversione dell'energia cinetica in spinta diventa generalmente meno efficiente con velocità più elevate [4]. Pertanto, il design del motore deve sempre essere un compromesso, poiché un  $sp$  basso e uno alto non possono essere raggiunti contemporaneamente.

I valori di prestazione sono una funzione dei parametri di progettazione e delle efficienze dei componenti del motore. Per un turbojet a singolo stadio, il risultato è dato dal rapporto di pressione totale del compressore  $t,C$ , dalla temperatura all'ingresso della turbina  $t,4$  e dalle efficienze e perdite di pressione dei singoli componenti (vedi Eq. (3)).  $is,C$  e  $is,T$  sono le efficienze isentropiche del compressore e della turbina, rispettivamente.  $comb$  valuta l'efficienza della combustione definendo la porzione di combustibile iniettato che viene effettivamente bruciata.  $mech$  è l'efficienza meccanica risultante dalle perdite nei cuscinetti. Le perdite di pressione che si verificano nella sezione di ingresso, nella camera di combustione e nel ugello di spinta sono considerate con i rispettivi rapporti di pressione totale  $t,I$   $t,CC$  e  $t,N$ .

$$SFC = f(\Pi_{t,C}, T_{t,4}, \eta_{is,C}, \eta_{is,T}, \eta_{Comb}, \eta_{mech}, \Pi_{t,I}, \Pi_{t,CC}, \Pi_{t,N}) \quad (3)$$

Le correlazioni mostrate sopra sono valide anche per il spinta specifica  $sp$ . Tuttavia, l'influenza dell'efficienza di combustione  $comb$  è molto bassa finché la temperatura all'ingresso della turbina  $t,4$  rimane costante. In questo caso, una combustione meno efficiente richiederebbe un rapporto combustibile-aria più elevato.

#### 4. Analisi del ciclo di un piccolo motore a reazione

##### 4.1 Misurazioni

Per valutare le prestazioni di un piccolo motore a reazione a gas, è stata esaminata una Frank Turbine TJ 74 su un banco di prova. I parametri del ciclo termodinamico sono stati misurati a un alto punto di riferimento operativo a carico a 107.000 rpm. Le misurazioni sono state effettuate in condizioni stazionarie. Tutti i valori sono stati mediati nel tempo su un periodo di 20 secondi. I seguenti dati sono stati ottenuti (vedi Tabella 1):

Tabella 1: Dati del ciclo misurati per il motore a reazione TJ 74

Pressione ambientale statica		96 kPa
Temperatura ambientale statica		280 K
Net Thrust		106.4 N
Flusso di massa d'aria del motore		300.7 g/s
Flusso totale di carburante		5,31 g/s
Pressione Totale di Uscita del Compressore		273 kPa
Pressione Statica di Uscita del Compressore		251 kPa
Temperatura Totale di Uscita del Compressore		407 K
Pressione Totale dell'Uscita della Camera di Combustione		236 kPa
Temperature Totali dell'Uscita della Turbina		873 K
		899 K
		869 K
总平均涡轮出口温度	—	880 K

Sulla piastra di prova è stato installato un condotto di ingresso dell'aria a forma di campana standardizzato. Il flusso di massa d'aria<sup>1</sup> è stato calcolato a partire dalla densità ambientale, dall'area della sezione trasversale dell'ingresso e da una corrispondente differenza misurata nella pressione statica. La temperatura media  $t,5$  all'uscita della turbina è determinata dalla media aritmetica delle temperature misurate da tre sonde separate (a, b, c) che erano distribuite circonferenzialmente all'interno della stessa sezione trasversale.

---

Per analizzare l'intero ciclo termodinamico del motore, le perdite di pressione dell'ingresso e dell'ugello sono state stimate all'uno per cento ciascuna. L'efficienza meccanica è stata assunta pari al 98 percento. Tutti i parametri di design sono stati iterati per corrispondere ai dati ottenuti dalla piastra di prova. I risultati sono mostrati nella Tabella 2, Colonna 1 alla fine di questo capitolo. L'analisi del ciclo ha prodotto un consumo specifico di carburante SFC di 49,9 g/(kNs) e una spinta specifica  $s_p$  di 354 m/s.

Rispetto ai motori più grandi, l'efficienza termodinamica delle piccole turbine a gas è molto bassa. Il valore misurato è superiore a quello ottenuto dal moderno motore militare EJ200 con un postcombustore attivato di 48 g/(kNs).

[5] . Il principale fattore che contribuisce a questa inefficienza si trova nella combinazione del basso rapporto di pressione di 2,87 (26 per EJ200 ) e della temperatura di ingresso della turbina di 995 K (circa 1800 K per EJ200 ). Entrambi i valori sono vincolati a determinate limitazioni e quindi rimangono su un livello piuttosto basso. La temperatura di ingresso della turbina è limitata dalla temperatura sostenibile del materiale della turbina, che determina la durata complessiva del motore. Poiché le turbine dei piccoli motori a getto generalmente non sono raffreddate, la temperatura di ingresso della turbina è a un livello molto inferiore rispetto ai motori più grandi con un sistema di aria secondaria. Inoltre, come sarà discusso nella sezione seguente, la distribuzione della temperatura non è uniforme attraverso il cross section di ingresso della turbina. Poiché i punti caldi definiscono la temperatura massima locale e quindi lo stress del materiale, la temperatura media attraverso il cross section rimane più bassa. Per alcune applicazioni, il rapporto di pressione può essere limitato dalle dimensioni geometriche del motore, poiché rapporti di pressione più elevati richiedono compressori più grandi. Inoltre, temperature di uscita del compressore più elevate risultanti da rapporti di pressione aumentati richiederebbero altri materiali come l'alluminio, come l'acciaio o il titanio. Questo aumenterebbe la massa del motore così come la complessità della produzione e infine i costi complessivi del motore. Rapporti di pressione più elevati richiederebbero anche una potenza specifica maggiore fornita dalla turbina. Ciò potrebbe portare alla necessità di un secondo stadio assiale della turbina, il che aumenterebbe ulteriormente la complessità.

Diversi effetti di piccole dimensioni portano a perdite maggiori, che hanno un ulteriore impatto sulle prestazioni. Questo è particolarmente rilevante per i componenti turbo. I bassi numeri di Reynolds portano a fattori di attrito elevati a causa di un basso rapporto tra forze inerziali e viscose. Il rapporto superficie-area, che è inversamente proporzionale alla dimensione geometrica, aumenta ulteriormente l'attrito a dimensioni ridotte. Inoltre, l'influenza degli spazi di gioco diventa più significativa poiché derivano dalle tolleranze di fabbricazione e quindi non scalano con la dimensione. Questi fattori portano a efficienze comparativamente basse per il compressore (74, 6 % ) e la turbina (78, 5 % ). Analisi dettagliate degli effetti di piccole dimensioni e del loro impatto sulle prestazioni del motore sono presentate in [6] e [7] .

La combustione costituisce un'altra influenza principale sulle prestazioni delle piccole turbine a gas. Mentre le efficienze di combustione dei motori più grandi normalmente superano il 99 percento in condizioni di progetto, l'analisi mostra un'efficienza significativamente inferiore dell'85,7 percento. Anche se il flusso di combustibile attraverso i cuscinetti (circa 5% del flusso totale di combustibile) viene sottratto, quasi il dieci percento del combustibile nella camera di combustione rimane ancora non bruciato.

#### 4.2 Valutazione dei valori misurati

I dati misurati sono sufficienti per ricostruire l'intero ciclo termodinamico e quindi tutti i parametri di progettazione e le efficienze. Tuttavia, è necessario valutare l'affidabilità della misurazione. Poiché la spinta e il flusso di massa del combustibile sono determinati rispettivamente tramite un sensore di forza e un sensore di flusso Coriolis, entrambi i valori possono essere considerati affidabili. Ciò significa che il consumo specifico di combustibile può essere calcolato con precisione. Tuttavia, si presentano problemi quando si misurano i valori di stato in specifici sezioni trasversali tra i componenti del motore. In particolare, i valori totali devono essere gestiti con attenzione poiché dipendono da fenomeni di flusso locali, che sono spesso asimmetrici circonferenzialmente. Pertanto, è necessario eseguire un'indagine più dettagliata su questi valori misurati.

##### Pressione di uscita del compressore

La misurazione della pressione totale e della pressione statica all'uscita del compressore (stazione 3) fornisce un numero di Mach di 0,35 e una velocità corrispondente  $z$  di 141 m/s. Secondo recenti indagini numeriche sulle pale del diffusore del compressore [8] , questi valori sono troppo elevati. Come mostrato nella Figura 3, la velocità del flusso in uscita dal diffusore varia significativamente lungo il cross section tra due pale. Questo è il risultato dell'angolo di momento del flusso proveniente dall'impeller, che causa una separazione del flusso dalle pale del statore. Ciò porta a zone di flusso inverso locali e a picchi di velocità dell'ordine di circa 240 m/s. La velocità assoluta media  $z_{avg}$  in quest'area è di 102 m/s. Questo porta alla conclusione che la sonda che misura  $t_3$  si trovava in una posizione in cui la velocità locale è superiore alla media. Con l'assunzione che la pressione statica  $z$  rimanga costante all'interno dell'intero cross section e sia quindi stata misurata con precisione, la pressione totale all'uscita del compressore può essere corretta al valore medio del cross section di 262 kPa. La variazione dei parametri di design è mostrata nella Tabella 2, Colonna 2.

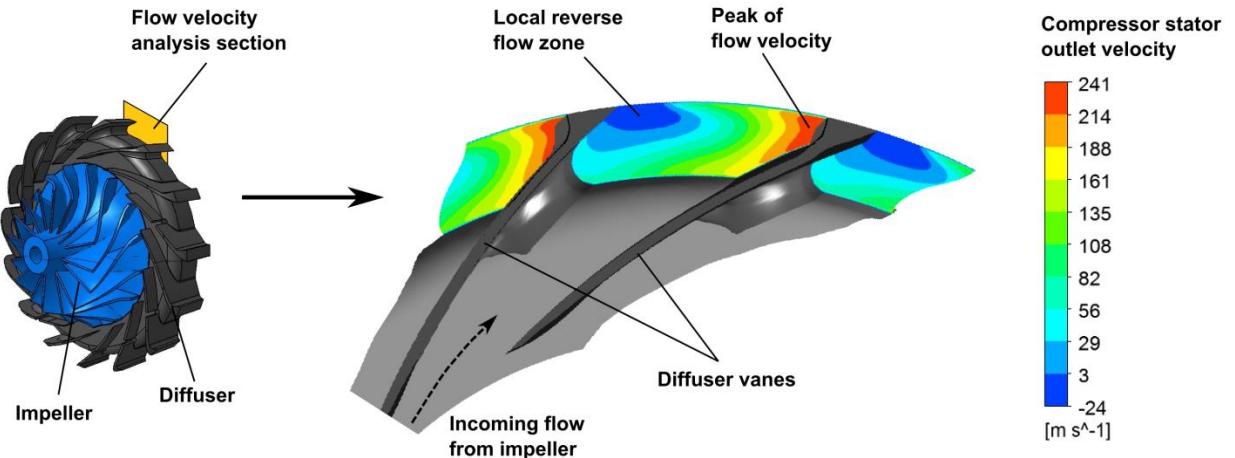


Figura 3: Profilo di velocità all'uscita del compressore (stazione 3)

La pressione di uscita più bassa porta direttamente a un ridotto rapporto di pressione del compressore di 2,76. Con la pressione totale misurata all'uscita della camera di combustione, la perdita di pressione nella camera di combustione è significativamente ridotta dal 13,6 al 10,1 percento. Questo valore appare più realistico poiché si avvicina ai valori ottenuti da indagini numeriche della camera di combustione, che stimano la perdita di pressione tra l'8 e il 9 percento [9], rispettivamente il 10 percento [10].

Un effetto notevole è l'influenza sull'efficienza della turbina, che diminuisce di circa 2,5 punti base. Con la pressione ambientale, la perdita di pressione dell'ugello assunta e i valori misurati per il flusso di massa, la spinta e la temperatura all'uscita della turbina, la posizione del punto  $t$  nel diagramma temperatura-entropia (vedi Figura 5 alla fine di questo capitolo) è fissata. A causa della riduzione della potenza specifica richiesta per la compressione, la temperatura totale all'ingresso della turbina deve diminuire. Come mostrato nella Tabella 2, la diminuzione della temperatura è di 4 K. Con la pressione totale all'ingresso della turbina  $t_4$  che rimane costante in questa analisi, la posizione del punto  $t$  si sposta verso  $t_4$  per ridurre l'entropia. Questo porta a un aumento del cambiamento di entropia attraverso la turbina da  $t_4$  a  $t$ , il che riduce l'efficienza della turbina. Tuttavia, la misurazione di  $t_4$  costituisce anche un'incertezza che influisce sulla valutazione dell'efficienza della turbina. Una valutazione di questo effetto è già stata effettuata in [11].

#### Distribuzione della temperatura della turbina

La temperatura totale in uscita dalla turbina è stata mediata da tre misurazioni effettuate con probe distribuiti circumferenzialmente all'interno di questa stazione. Kügler et al. [9] hanno dimostrato che si verificano gravi punti caldi e freddi all'uscita della camera di combustione (vedi Figura 4). Questo è una conseguenza del design della camera di combustione che presenta barre di evaporazione. Il punto caldo sulla carcassa esterna è un effetto collaterale della modellazione della turbolenza nel flusso della camera di combustione. Il modello risulta in tassi di reazione molto elevati nella boundary layer, che in realtà non si verificano. Questo effetto, pertanto, non è ulteriormente considerato in questa analisi. La combustione avviene principalmente negli spazi tra due barre dove emergono vortici che supportano il mescolamento e la reazione. Sebbene questi punti caldi si livellino procedendo a valle, sono chiaramente osservabili all'ingresso della turbina. Tuttavia, poiché il flusso che entra nella camera di combustione attraverso il rivestimento esterno ha ancora un momento angolare [12], i punti caldi e freddi si spostano circumferenzialmente e non corrispondono più alla posizione delle barre di evaporazione. Le misurazioni della temperatura all'ingresso della turbina in pubblicazioni precedenti, utilizzando solo un singolo probe, sono state trovate essere troppo basse (discussione solo qualitativa [13]) o troppo alte (fino a 1300 K [14]) dai loro autori. I punti caldi e freddi derivanti dalla combustione sembrano essere una spiegazione valida per questi risultati. Tuttavia, temperature troppo basse possono anche derivare, in misura minore, dalla combustione che continua parzialmente attraverso la turbina e l'ugello di scarico.

Le misurazioni effettuate da Weber [15] confermano che i gravi punti caldi originano dalla combustione. Le misurazioni sono state effettuate in quattro diverse posizioni circonferenziali direttamente all'uscita della camera di combustione, ottenendo temperature che variano da 746 a 1156 K. Questi valori si allineano molto bene con l'indagine numerica in [9], che stima punti caldi e freddi all'interno dello stesso intervallo. Weber ha anche effettuato quattro misurazioni della temperatura all'uscita della turbina. Qui, le differenze circonferenziali si sono ridotte significativamente rispetto all'uscita della camera di combustione, poiché tutte le misurazioni erano all'interno di una distribuzione di circa 80 K. La distribuzione tra le temperature misurate all'uscita della turbina nell'analisi attuale è di 30 K, significativamente inferiore (vedi Tabella 1). Tuttavia, le sonde non sono state posizionate specificamente, quindi i punti caldi e freddi potrebbero non essere stati rilevati esplicitamente.

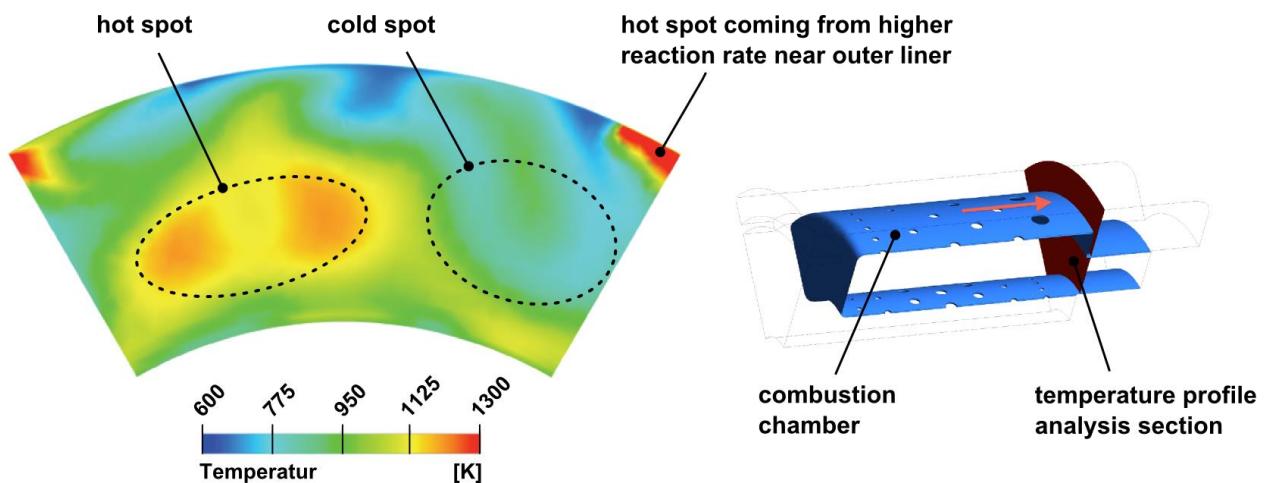


Figura 4: Distribuzione della temperatura all'ingresso della turbina

Il profilo di temperatura circonferenziale illustra che una temperatura media su sezione trasversale, che sarebbe adatta a rappresentare il ciclo termodinamico, non può essere determinata con precisione dalle misurazioni. L'analisi numerica della combustione fornisce una temperatura totale media all'ingresso della turbina di 971 K. Il calcolo del ciclo può essere adattato per corrispondere a questo valore. I risultati per i parametri di progettazione e le efficienze sono mostrati nella Tabella 2, Colonna 3. Le nuove posizioni degli stati termodinamici nel diagramma temperatura-entropy sono contrassegnate con un doppio apostrofo (vedi Figura 5). La correzione per la velocità di uscita del compressore è ancora applicata. Poiché la temperatura all'ingresso della turbina è ridotta mentre la pressione rimane costante, si sposta verso una minore entropia. La turbina deve ancora fornire la stessa potenza per il compressore, quindi la temperatura all'uscita della turbina diminuisce a 860 K. Per mantenere la spinta a un livello costante, l'efficienza della turbina aumenta dal 76,0 al 78,3 percento. La temperatura all'ingresso della turbina più bassa a un flusso di massa di combustibile costante produce un'efficienza di combustione ridotta dell'82,5 percento. Tuttavia, questo valore corrisponde bene a Hupfer et al. [11] che hanno identificato efficienze di combustione tra l'82,9 e l'83,7 percento a seconda della classificazione del motore. Quando si sottrae il flusso di massa di combustibile del cuscinetto, l'efficienza di combustione nel bruciatore da sola è dell'86,8 percento.

Tabella 2: Parametri di design calcolati e efficienze dei componenti

		(1)	(2)	(3)
		Direttamente calcolato da misurazione	Corretto con 扩散器出口 profilo di velocità	Corretto con 扩散器出口 velocità e 温度分布
压缩机压力比		2.87	2.76	2.76
涡轮入口温度		995 K	991 K	971 K
等熵压缩机效率		0.746	0.739	0.739
等熵涡轮效率		0.785	0.760	0.783
燃烧效率		0.857	0.857	0.825
燃烧室压力比		0.864	0.899	0.899

Queste analisi illustrano il problema che si verifica quando si misurano dati da una molto piccola turbina a gas. Le complesse condizioni di flusso nell'espansore del compressore così come il design della camera di combustione con le aste del vaporizzatore causano elevati gradienti locali di valori di stato come velocità e temperature. Inoltre, poiché i percorsi di flusso nelle piccole turbine a gas sono stretti, non è possibile realizzare una risoluzione sufficientemente alta delle sonde di misurazione. Il risultato è una valutazione sperimentale imprecisa delle fonti di perdita. Il potenziale per il miglioramento dei componenti non può essere valutato con precisione. Questo è particolarmente vero per i componenti nella sezione del gas caldo, poiché le condizioni termiche nella sezione trasversale dell'ingresso della turbina non possono essere quantificate con precisione. Le assunzioni e i valori per la combustione efficienza, la perdita di pressione della camera di combustione e l'efficienza della turbina sono quindi affetti da incertezze.

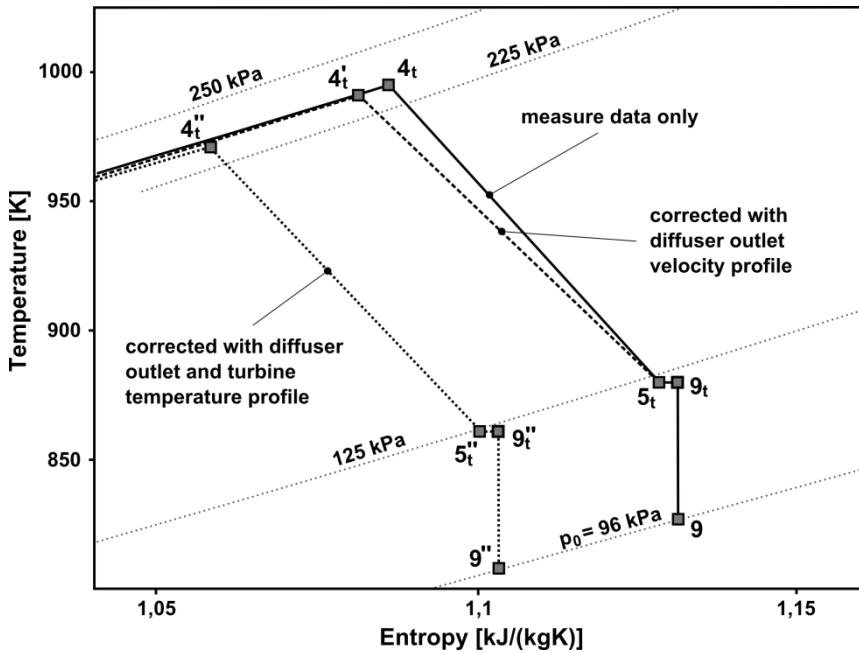


图 5: 涡轮膨胀的温度-熵图

Le indagini attuali si basano quindi su misurazioni corrette con analisi numeriche per tenere conto di questi effetti. Per ulteriori studi all'interno di questo documento, i parametri calcolati con le correzioni per la velocità di uscita del compressore e la temperatura di ingresso della turbina sono utilizzati. Tuttavia, queste analisi necessitano ancora di validazione. Presso il 飞行推进研究所, la ricerca attuale mira a portare a termine questo compito. Una nuova installazione di misurazione regolabile è in fase di sviluppo. La posizione di misurazione può essere spostata circonferenzialmente per registrare la pressione totale di uscita del compressore su un intero segmento tra due 定子叶片. Inoltre, viene utilizzata una sonda di pressione a tre fori che può essere ruotata per trovare la direzione del flusso locale. Questa installazione promette una migliore valutazione sperimentale delle condizioni di uscita del compressore. Per l'indagine delle condizioni di ingresso della turbina, è in fase di sviluppo un separato combustione室测试台, che consente una misurazione dettagliata di 温度, pressioni e 速度 su tutta la sezione trasversale [16].

## 5. 改进潜力的评估

实际布雷顿循环的效率与组件损失主要由压力比和涡轮入口温度的组合决定。涡轮入口温度受到发动机组件最大允许材料温度的限制。这影响了涡轮的定子和转子以及后方轴承。已经显示，涡轮定子暴露于具有约 1150 K 热点的周向温度分布中，而横截面平均温度为 971 K。如果能够实现更均匀的分布，平均涡轮入口温度可以在不负面影响发动机操作可靠性的情况下提高。然而，正如图 6 所示，单纯提高涡轮入口温度并不会带来更好的特定燃料消耗。最佳温度为 1003 K 仅会减少 0.15%（图 6 中的 HT 点）。更高的温度将再次增加。这可以通过废气中更高的焓水平导致的特定推力增加来解释。高废气速度导致更高的特定燃料消耗，因为功率转换变得效率降低。

Il fattore determinante per una migliore efficienza complessiva è il rapporto di pressione del compressore. All'interno dell'intervallo di valori ragionevoli per le piccole turbine a gas, un rapporto di pressione più elevato porta sempre a una riduzione del consumo specifico di combustibile. Tuttavia, come accennato in precedenza, il rapporto di pressione è limitato a causa di vincoli applicabili alle piccole turbine a gas, come geometria, temperatura del materiale e configurazione della turbina a stadio singolo. Ricerche di mercato hanno dimostrato che nessuno dei motori esistenti nel range di spinta di 1000 N e inferiore opera a un rapporto di pressione superiore a 4. Rapporti di pressione più elevati porterebbero inoltre a ulteriori perdite da shock, poiché le pale ottimizzate transoniche causano problemi di produzione a dimensioni ridotte [7]. Tuttavia, un rapporto di pressione di 4 potrebbe ridurre l'efficienza del motore analizzato del 14,2 percento (Punto HP nella Figura 6).

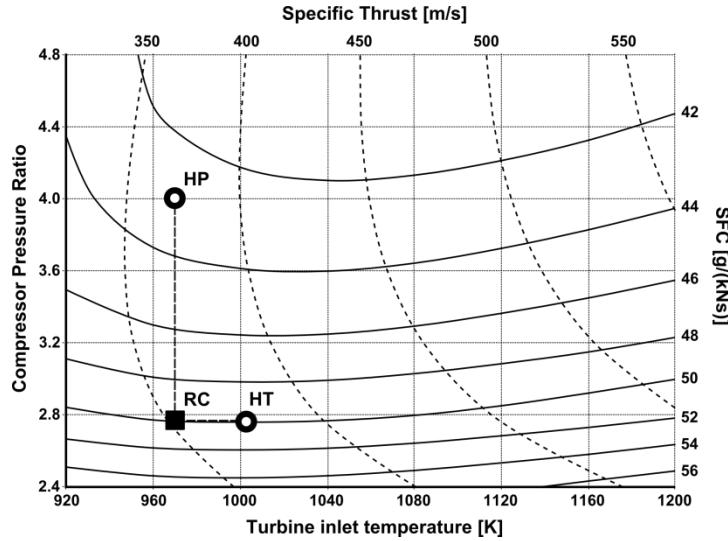


Figura 6: Prestazioni sui parametri di design  
(RC – ciclo di riferimento, HT – alta temperatura, HP – rapporto di pressione elevato)

### 5.1 Identificazione dei fattori di perdita

Un metodo promettente per aumentare il rapporto di pressione è ridurre le perdite che si verificano all'interno delle pale del diffusore del compressore. Questo porterebbe a un miglioramento dell'efficienza senza richiedere temperature di uscita del compressore più elevate o un maggiore trasferimento di lavoro dalla turbina. Secondo la ricerca numerica, la perdita di pressione del diffusore è nell'intervallo del 12 percento.

La figura 7 mostra il processo di compressione nel diagramma temperatura-entropy. Mentre i punti  $t_0$  e  $t_3$  rappresentano le condizioni totali all'ingresso e all'uscita dell'intera sezione del compressore, il punto  $t_2$  mostra le condizioni tra il rotore e l'espansore. L'analisi mostra che l'efficienza del rotore è dell'84,9 percento a un rapporto di pressione di 3,14.

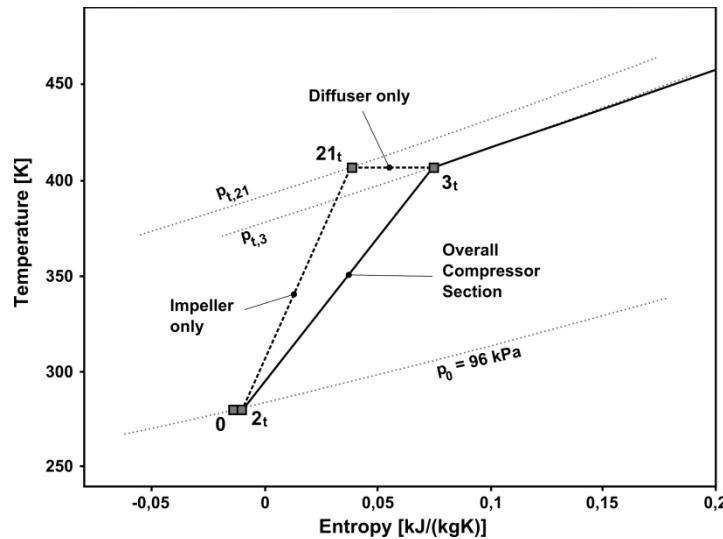


Figura 7: Diagramma temperatura-entropy per la compressione

Figura 8 mostra l'impatto della perdita di pressione del compressore espansore sul consumo specifico di carburante e sulla spinta specifica. È chiaramente visibile che le perdite dell'espansore sono responsabili di una grande parte del consumo di carburante. Un diffusore ideale ridurrebbe il consumo del 17,8 percento. Gli attuali diffusori sono progettati principalmente tenendo conto di una semplice produzione e di costi contenuti. Non incorporano un design delle pale ottimizzato aerodinamicamente. Le indagini sul flusso attraverso le pale dell'espansore indicano che ci sono gravi separazioni del flusso. Una geometria migliorata delle pale del statore può aiutare a ridurre

perdite e quindi aumentare l'efficienza complessiva. Analisi numeriche su diverse geometrie come i statori in tandem sono attualmente in corso.

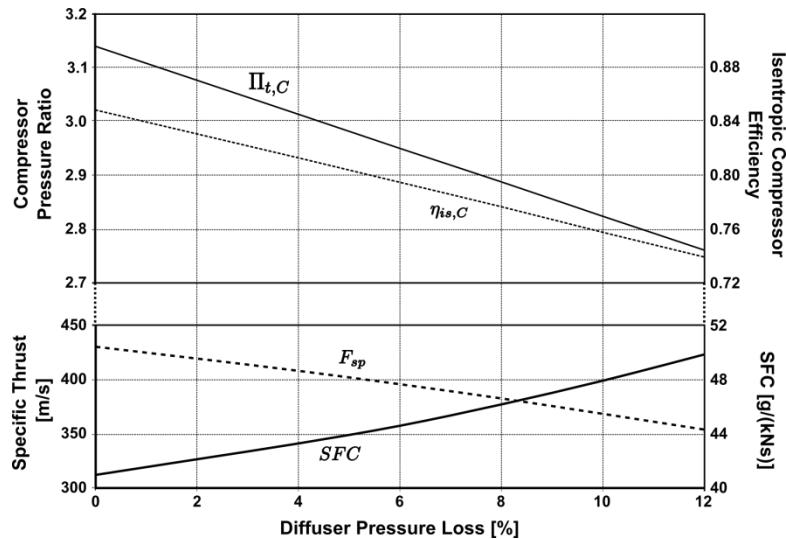


Figura 8: Effetto della perdita di pressione dell'espansore

L'effetto termodinamicamente rilevante delle perdite del compressore espansore è la riduzione della pressione all'ingresso della turbina e quindi il guadagno di entalpia raggiungibile durante l'espansione del fluido. Questo è vero anche per le perdite di pressione nella camera di combustione. Pertanto, per un'analisi delle prestazioni complessive, l'origine delle perdite non ha importanza. La figura 9 mostra il risultato di uno studio parametrico in cui sia le perdite del compressore espansore che le perdite di pressione della camera di combustione vengono variate indipendentemente. L'effetto su  $e_{sp}$  dipende solo dalla somma di entrambe le perdite di pressione.

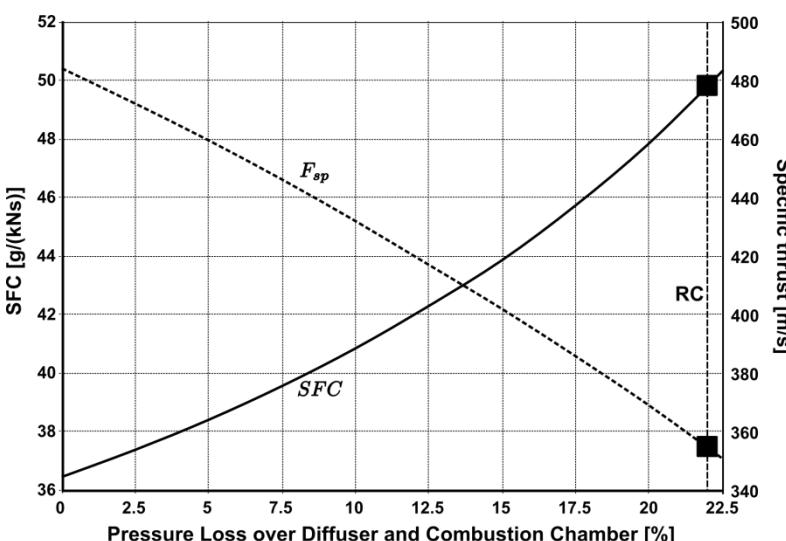


Figura 9: Effetto combinato della perdita di pressione dell'espansore e della camera di combustione  
(Ciclo di riferimento RC al 22,1 per cento)

Lo scopo principale dell'espansore è ridurre la velocità del flusso proveniente dall'impeller per mantenere una combustione stabile. Tuttavia, i parametri che influenzano la combustione, come i profili di velocità e la distribuzione della pressione, non sono ancora completamente compresi. Analisi sperimentali e numeriche hanno dimostrato che l'espansore non rimuove completamente l'angolo di momento dal flusso. Questo, tuttavia, potrebbe giovare alla combustione grazie a migliori caratteristiche di miscelazione. L'intersezione tra l'espansore e la camera di combustione presenta quindi un promettente potenziale di ottimizzazione. Si giunge alla conclusione che l'espansore e la camera di combustione non dovrebbero essere considerati come componenti singoli, ma piuttosto come un'unità unica.

L'efficienza della combustione influisce direttamente sulla quantità di flusso di massa del combustibile necessaria per mantenere il ciclo. Ha anche un effetto minore sul bilancio energetico tra turbina e compressore, poiché contribuisce al flusso di massa di scarico. Migliorare l'efficienza della combustione può essere realizzato in due modi. Il primo metodo consiste nell'aumentare l'efficienza del bruciatore in sé. Un nuovo design della camera di combustione con perforazione del rivestimento ottimizzata può migliorare la miscelazione e l'accensione nella zona di combustione. Il design del rivestimento della camera di combustione è oggetto di attuali ricerche presso l'Istituto per la Propulsione Aeronautica. La seconda possibilità è riciclare il flusso di massa del combustibile di lubrificazione nella zona di combustione. Questo potrebbe essere realizzato tramite pale della turbina cave che guidano all'interno verso le aste di evaporazione. Tuttavia, le realizzazioni non sono ancora state effettuate. Lo stesso compito potrebbe essere raggiunto anche con un sistema di olio separato. Tuttavia, questo sembra non essere un'opzione praticabile per i piccoli motori a reazione al di sotto di 1000 N, poiché aumenterebbe le dimensioni, il peso, la complessità e i costi del motore.

L'efficienza della turbina in questa analisi è molto bassa rispetto alle turbine assiali più grandi. Questo può essere in parte spiegato da effetti di piccole dimensioni come bassi numeri di Reynolds, spazi di clearance e qualità della superficie. Tuttavia, anche il sistema di lubrificazione dei cuscinetti ha un impatto sull'efficienza della turbina. Poiché il flusso di massa di lubrificazione si unisce al flusso principale di gas di scarico tra la pala della turbina e il rotore, si verificano perdite di miscelazione. Come illustra la Figura 10, il flusso di massa di lubrificazione ha una direzione radiale che porta a un flusso di taglio  $90^\circ$  nella zona di miscelazione. Inoltre, il motore TJ 74, che viene analizzato in questo studio, utilizza un statore della turbina in acciaio saldato a punto. Le turbine a gas più recenti sono dotate di parti in fusione integrale in leghe di nichel. Questo è principalmente dovuto a una migliore resistenza alle temperature. Tuttavia, superfici più lisce e tolleranze di produzione più basse aiutano a ridurre le perdite per attrito e quindi aumentare l'efficienza della turbina.

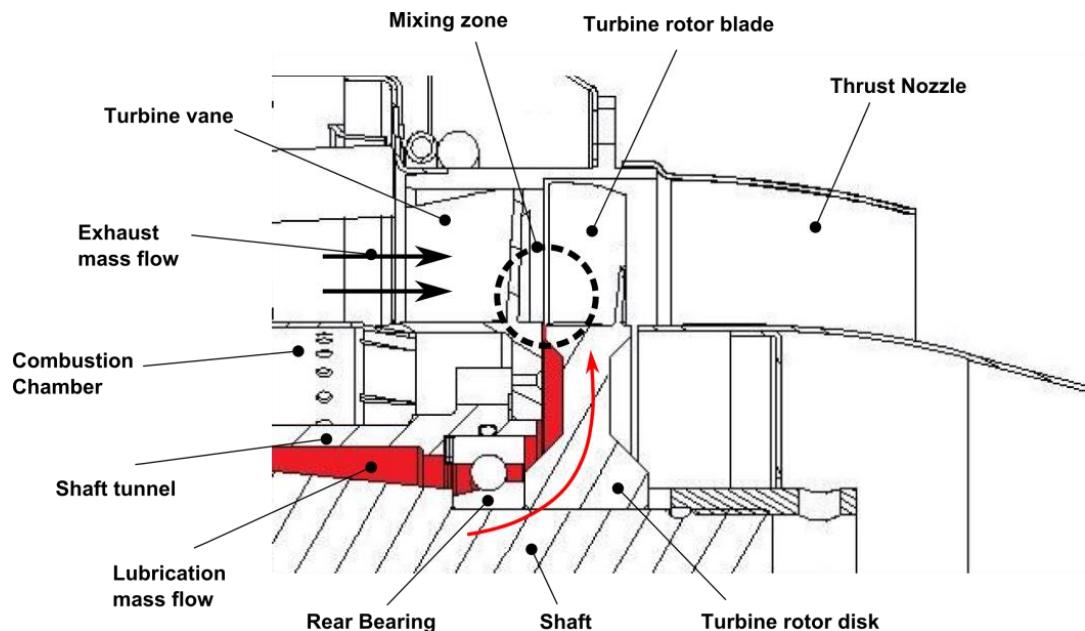


Figura 10: Miscelazione del flusso di massa di lubrificazione e di scarico

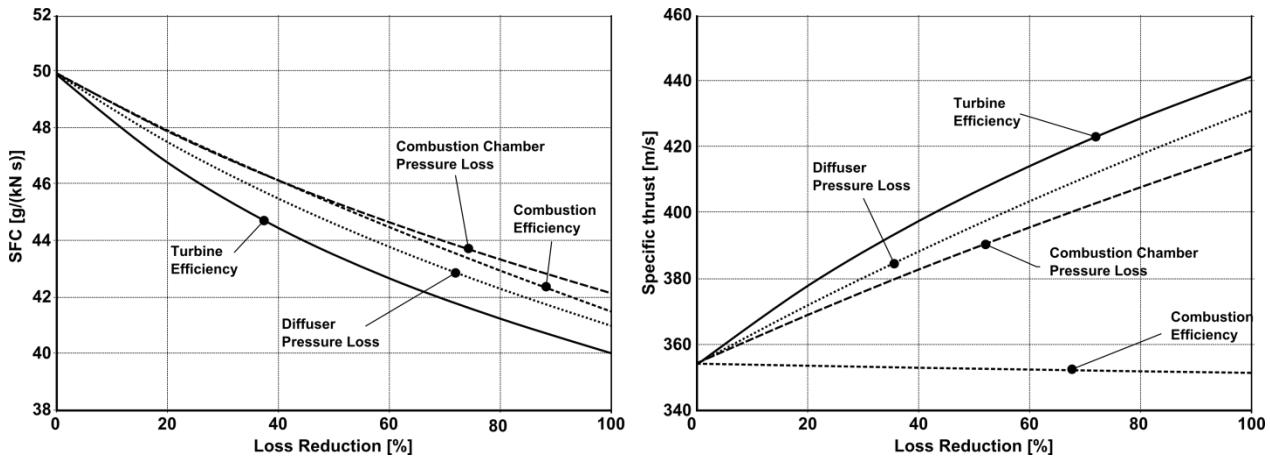
## 5.2 Confronto dei 損失因素 sulle prestazioni

Il miglioramento dei componenti può essere quantificato nella riduzione relativa delle perdite che si verificano. La riduzione delle perdite  $x$  può essere valutata con

$$LR_x = 100\% \cdot \left( \frac{x - x_{ref}}{1 - x_{ref}} \right) \quad (4)$$

dove rappresenta il fattore di perdita, ovvero i rapporti di pressione se si verificano perdite di pressione o le efficienze se applicabili.  $ref$  è il valore di riferimento del fattore di perdita dal calcolo del ciclo sopra. I rapporti di pressione, rispettivamente le efficienze di 1 ridurrebbero quindi le perdite del 100 percento. Figura 11 mostra l'influenza della riduzione delle perdite sul consumo specifico di carburante

e sullo spinta specifica. I fattori di perdita sono il rapporto di pressione del diffusore, l'efficienza di combustione, il rapporto di pressione della camera di combustione e l'efficienza della turbina. I grafici risultano ciascuno dalla variazione di un singolo parametro.



F图11: 损失减少对性能的影响

ce

结果表明，涡轮效率在理论上具有提高发动机性能的最高潜力。通过新的涡轮叶片设计和投资铸造技术可以实现部分改进。替代的润滑系统也可能提高涡轮效率。然而，由于涡轮机械中的小尺寸效应仍然存在，进一步的改进必须被视为有限的。

其他三个因素的影响较小，但仍然显著。燃烧效率对特定推力的影响是一个例外，因为改进仅减少了所需的燃料质量流量。这导致排气质量流略微降低，从而需要涡轮提供更高的特定功输出。结果是在推力喷嘴中焓水平降低，这导致特定推力略微减少。

该分析还显示了在压缩机扩散器与燃烧室之间的交汇处改进所蕴含的巨大潜力。更高的燃烧效率需要更好的燃料与空气质量流的混合。在很大程度上，混合质量是空气质量流如何注入燃烧区的结果。然而，这仍然需要对小型燃气涡轮的燃烧室中的混合和蒸发过程有更好的理解。新的扩散器几何形状可以提供适当的流动条件。优化的交汇处还可以进一步减少扩散器和燃烧室中的压力损失。

### 5.3 Effetti dei componenti migliorati sui parametri di design ottimali

Il riciclo del flusso di massa di lubrificazione nella camera di combustione è un metodo per aumentare sia la 燃烧效率 che la 涡轮效率. Assumendo un flusso di lubrificazione del cinque percento, la 燃烧效率 sale all'86,8 percento, il che corrisponde a una riduzione delle perdite del 24,6 percento. Con l'assunzione che le perdite all'interno della 涡轮 possano essere ridotte del 10 percento evitando le perdite di miscela, il riciclo può ridurre il 特定燃料消耗 dell'8 percento e aumentare il 特定推力 del 3,2 percento.

Nel seguito, viene presentato un caso generico al fine di valutare l'effetto dei miglioramenti dei componenti sui parametri di design ottimali, ovvero il rapporto di pressione del compressore e la temperatura all'ingresso della turbina. Per questa analisi viene applicata una riduzione del 30 percento per tutti i fattori di perdita. Questo porta a una nuova efficienza del compressore  $\eta_{s,C}$  di 0.773, a un'efficienza di combustione  $\eta_{comb}$  di 0.878, a un rapporto di pressione della camera di combustione  $t_{cc}$  di 0.929 e a un'efficienza della turbina  $\eta_{s,T}$  di 0.848. Per un bilancio di lavoro costante tra i componenti rotanti, questo porta a un aumento del rapporto di pressione del compressore  $t_c$  di 2.88 a causa della riduzione delle perdite nell'espansore. Figura 12 mostra il risultato di questo studio di caso.

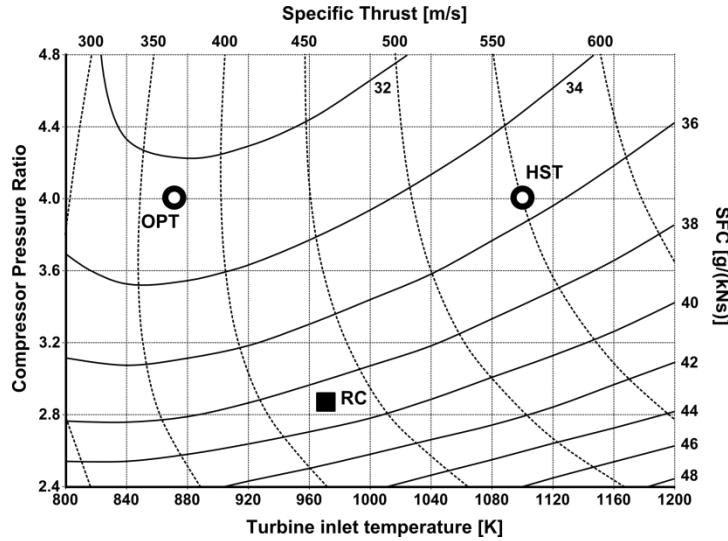


Figura 12: Prestazioni rispetto ai parametri di design con componenti migliorati  
(RC – ciclo di riferimento, OPT – consumo specifico di carburante ottimale, HST – spinta specifica elevata)

La riduzione delle perdite (punto RC nella Figura 12) porta a una riduzione del consumo specifico di combustibile del 22,4 per cento a 38,7 g/(kNs) rispetto al precedente ciclo di riferimento. Il thrust specifico è di 429 m/s, un aumento del 21,2 per cento. Per il minimo, la temperatura ottimale di ingresso della turbina è compresa tra 800 e 900 K, a seconda del rapporto di pressione del compressore. Per un rapporto di pressione di 4 e una temperatura di ingresso della turbina di 868 K, si potrebbe ottenere un consumo specifico di combustibile di 32,5 g/(kNs) (punto OPT nella Figura 12). Rispetto al ciclo di riferimento, la temperatura di ingresso della turbina deve essere ridotta per una maggiore efficienza. Tuttavia, il thrust specifico aumenta con temperature più elevate. Una temperatura di ingresso della turbina di 1100 K a un rapporto di pressione di 4 aumenterebbe il thrust specifico del 49 per cento a 550 m/s rispetto al punto OPT, ma aumenterebbe anche del 9,2 per cento a 35,5 g/(kNs) (punto HST nella Figura 12). Questo compromesso nelle prestazioni può essere valido per applicazioni con elevate esigenze di thrust. Temperature più elevate richiedono o una riduzione dei punti caldi attraverso un nuovo design della camera di combustione o requisiti di vita ridotti. Indagini su materiali avanzati in lega di nichel indicano che temperature di ingresso della turbina superiori a 1300 K sono possibili con un profilo di temperatura completamente uniforme [17].

## 6. Osservazioni conclusive

L'indagine su una piccola turbina a gas attraverso test sperimentali e simulazioni numeriche ha rivelato che i dati termodinamici accurati del processo ciclico sono difficili da ottenere. Questo è principalmente dovuto a profili di velocità e temperatura non uniformi circonferenzialmente. Non è possibile installare una risoluzione sufficientemente alta delle sonde di misurazione poiché le geometrie sono troppo piccole. Le analisi numeriche aiutano a identificare tali incertezze; tuttavia, non sono ancora state validate. Un'analisi di sensibilità ha mostrato che piccole variazioni nei dati misurati possono già portare a deviazioni significative dei valori di design iterati.

Tuttavia, l'analisi termodinamica è stata estesa per valutare i potenziali di miglioramento per le piccole turbine a gas. La definizione delle riduzioni delle perdite dei componenti è stata utilizzata per quantificare i potenziali di miglioramento. È stato dimostrato che l'intersezione tra il diffusore del compressore e la camera di combustione presenta un potenziale considerevole poiché influisce sia sulle perdite di pressione del diffusore che su quelle della camera di combustione. Inoltre, l'efficienza della combustione dipende fortemente dalla qualità di miscelazione, che è influenzata dalla velocità e dalla direzione del flusso d'aria proveniente dal diffusore. A differenza degli approcci conservativi, entrambi i componenti non dovrebbero essere valutati singolarmente, ma piuttosto come un'unità unica.

Assunzioni realistiche per il miglioramento dei componenti portano a consumi specifici di carburante molto inferiori rispetto a quelli raggiunti dai motori all'avanguardia. Rapporti di pressione più elevati beneficiano le prestazioni ma aumentano la complessità e il peso del motore. La riduzione dei punti caldi nella sezione della turbina con nuove tecniche di combustione può fornire temperature medie di ingresso della turbina più elevate e quindi aumentare il specifico spinta senza ridurre la durata della turbina. Un profilo di temperatura e velocità omogeneo nella sezione di ingresso della turbina è un prerequisito importante per il successo di ulteriori ottimizzazioni dell'efficienza della turbina.

---

A causa della diversità nelle applicazioni delle piccole turbine a gas, un'ottimizzazione complessiva delle piccole turbine a gas include ulteriori aspetti chiave. Oltre ai requisiti di efficienza e spinta, ci sono anche requisiti come dimensioni ridotte del motore, flessibilità del carburante, bassa complessità e costo di acquisizione. Il design delle piccole turbine a gas rimane principalmente un compito guidato dall'applicazione, ma presenta ancora un grande potenziale per ulteriori miglioramenti.

## Riferimenti

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Sito del produttore: [www.frankturbine.de](http://www.frankturbine.de)
- [2] Kurzke J. 2012. GasTurb 12. Software per le prestazioni delle turbine a gas. Sito: [www.gasturb.de](http://www.gasturb.de)
- [3] Schreckling K. 1994. Turbine a gas per aerei modello. Traplet Publications.
- [4] Cumpsty N. A. 2003. Propulsione a getto: Una guida semplice al design aerodinamico e termodinamico e alle prestazioni dei motori a getto. Cambridge University Press, Cambridge, Regno Unito
- [5] MTU航空发动机有限公司。2010。EJ200 涡扇发动机 – La Potenza Innovativa. Scheda Informativa
- [6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. Scalabilità 3-36k W Microturbine. 57<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Copenaghen, Danimarca
- [7] Rodgers C. 2003. Alcuni effetti delle dimensioni sulle prestazioni delle piccole turbine a gas. 48<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, USA
- [8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. Indagine numerica sul diffusore del compressore per piccole turbine a gas. Rapporto non pubblicato. Istituto per la Propulsione Aerea, Technische Universität München
- [9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. Indagine numerica sulle camere di combustione per piccole turbine a gas. Rapporto non pubblicato. Istituto per la Propulsione Aerea, Technische Universität München
- [10] Gieras M., Stankowski T. 2012. Studio computazionale di un flusso aerodinamico attraverso una camera di combustione di un motore micro-turbina. Journal of Power Technologies 92, pp. 68-79 .
- [11] Hupfer A., Erhard W., Kau H.-P. 2012. Indagine sui concetti di combustore per motori a getto a micro turbina a gas, 23<sup>rd</sup> Simposio Internazionale sui Fenomeni di Trasporto, Auckland, NZL
- [12] Mayer A., Naubert M., Hupfer A. 2011. Costruzione e messa in servizio di una camera di combustione in vetro in una modellgasturbine. Rapporto Tecnico. LFA-2011-007 . Istituto per la Propulsione Aerea, Technische Universität München
- [13] Davison C. R., Birk M. A. 2004. Impostazione e esperienza operativa con un motore a micro-turbina per ricerca e istruzione. 49<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Vienna, AUS.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Sviluppo di un motore aeronautico molto piccolo. 45<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Monaco, GER
- [15] Weber M., Erhard W. 2011. Indagini sperimentali su una modellgasturbine per la determinazione delle caratteristiche operative, Rapporto Tecnico, LFA-2011-100 , Istituto per la Propulsione Aerea, Technische Universität München
- [16] Speidel T., Hupfer A. 2013. Costruzione e messa in servizio di un banco di prova per camere di combustione di una piccola turbina a gas. Rapporto non pubblicato. Istituto per la Propulsione Aeronautica, Tecniche Universität München
- [17] Visser W. P. J., Shakariyants S. A. 2010. Sviluppo di una turbina micro 3k W per applicazioni di CHP. 55<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Glasgow, Regno Unito