



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI "PARTHENOPE"
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA GESTIONALE

Componenti delle Turbogas

(a.a. 2022/2023)

Prof. Ing. Elio Jannelli

Ordinario di Sistemi per l'Energia e l'ambiente

Dipartimento di Ingegneria

elio.jannelli@uniparthenope.it

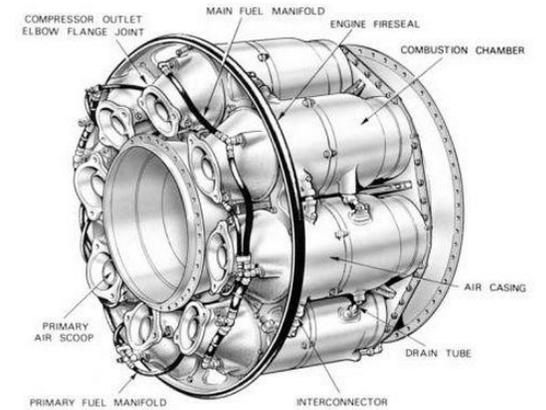
Componenti fondamentali dei turbogas



- Compressore



- Combustore



- Turbina



Compressore

Il compressore è quasi sempre di tipo assiale multistadio ed è trascinato direttamente dall'espansore (collegamento monoalbero o bialbero).

Solo per macchine di piccola potenza, per motivi di carattere puramente economico, il compressore può essere centrifugo.

I rapporti di compressione delle turbine a gas sono tali da richiedere un numero di stadi da 10 a 20 e oltre.

Stadi Centrifughi

$$n_{\text{stadi}} = 1 \div 2$$

$$\beta = 4 \div 6$$

$$L_{\text{is}} = 150 \div 200 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta = 0,78 \div 0,85$$

portate volumetriche non elevate
applicazioni per piccole potenze
(fino a 1 - 2 MWe)

Stadi Assiali

$$n_{\text{stadi}} = 10 \div 20$$

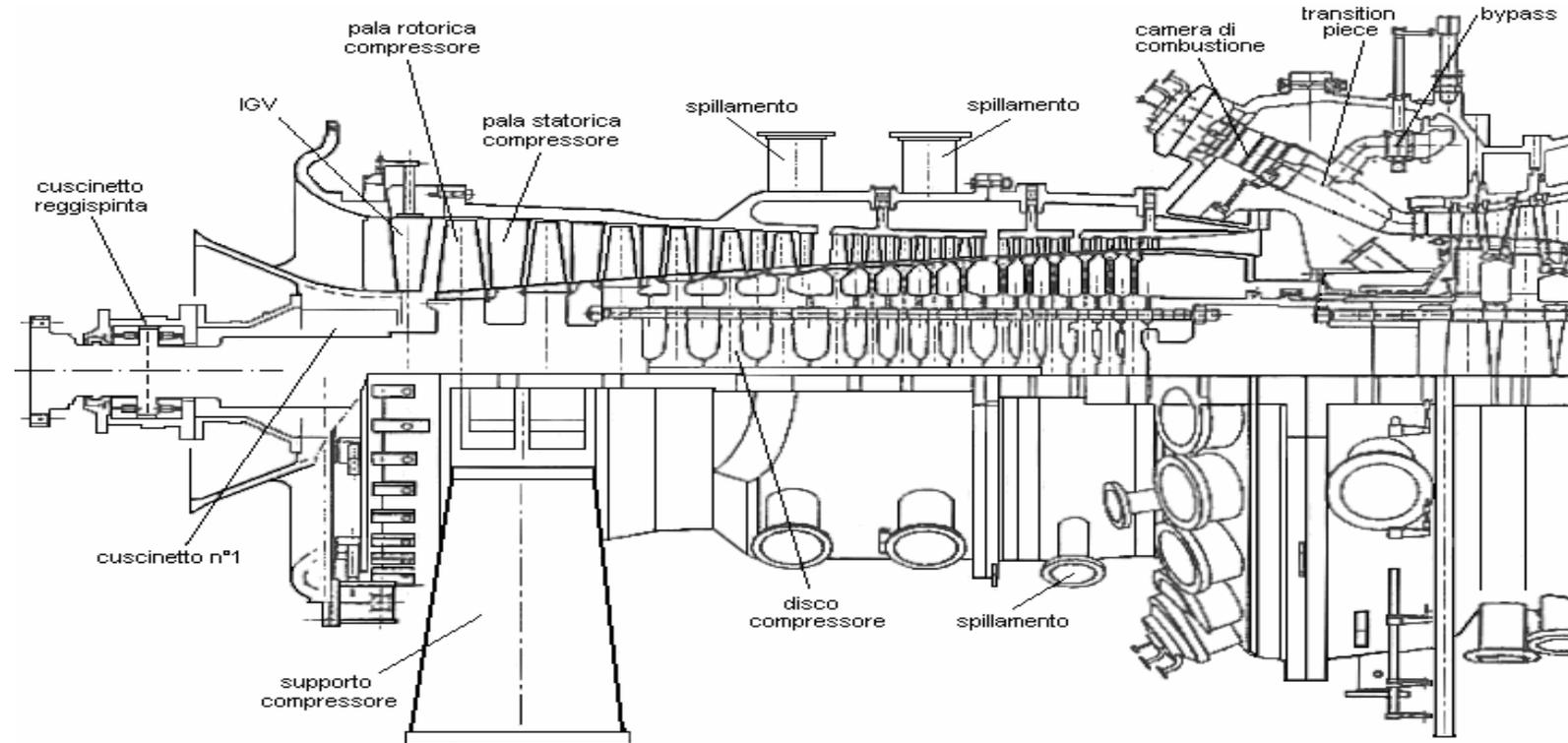
$$\beta = 1,1 \div 1,3$$

$$L_{\text{is}} = 20 \div 25 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta = 0,88 \div 0,92$$

portate volumetriche elevate
applicazioni per elevate potenze
(5 - 300 MWe)

Compressore assiale



Il compressore può distinguersi nelle seguenti parti principali:

Voluta di aspirazione

La voluta di aspirazione ha il compito di collegare il collettore di aspirazione e la camera filtri con l'estremità lato aspirazione del compressore. Un giunto elastico tra la voluta di aspirazione ed il collettore di aspirazione assorbe eventuali spostamenti dovuti a dilatazioni termiche.

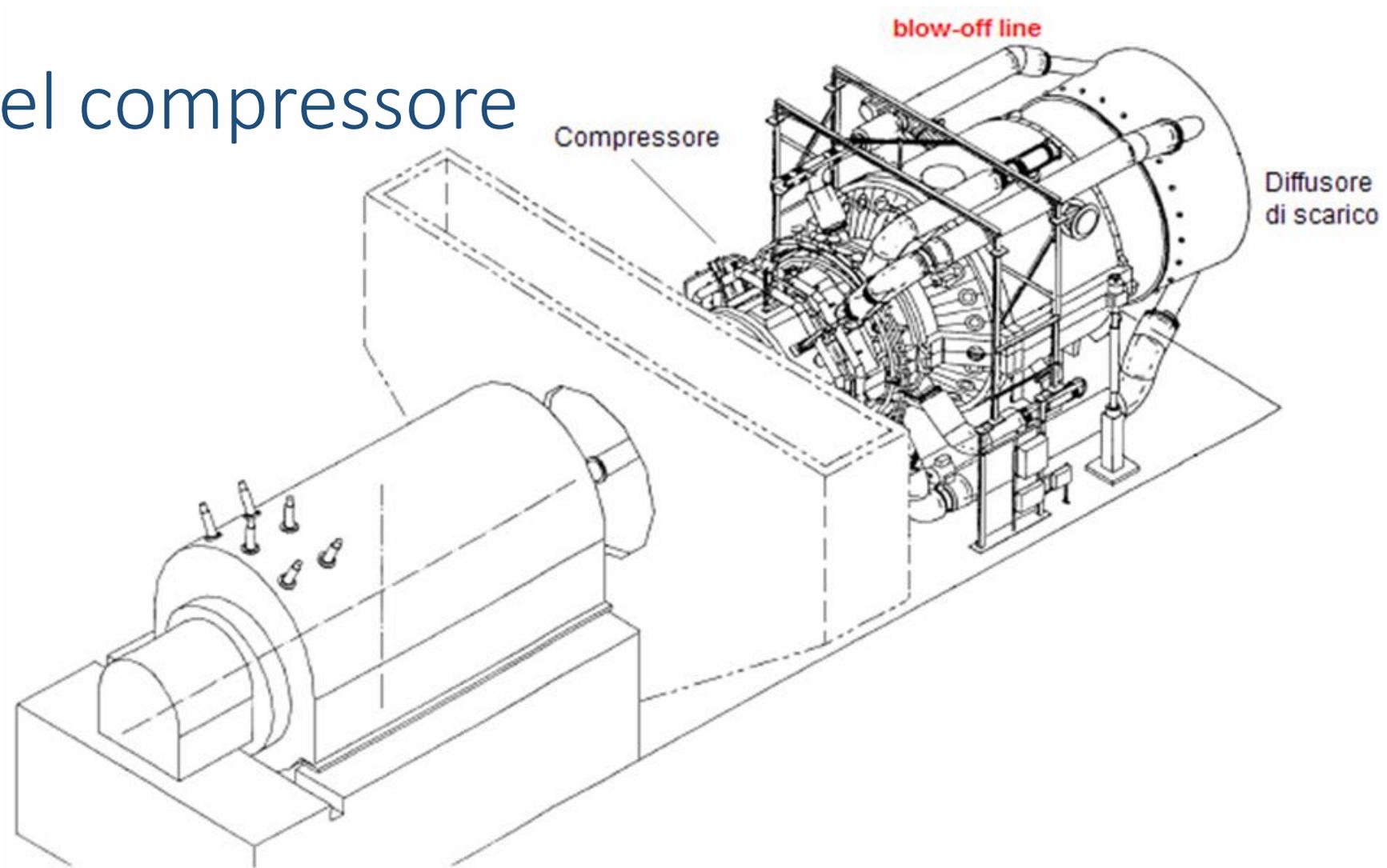


Corpo del compressore

Il corpo del compressore di un tipico turbogas da 250 MW consta di tre parti essenziali:

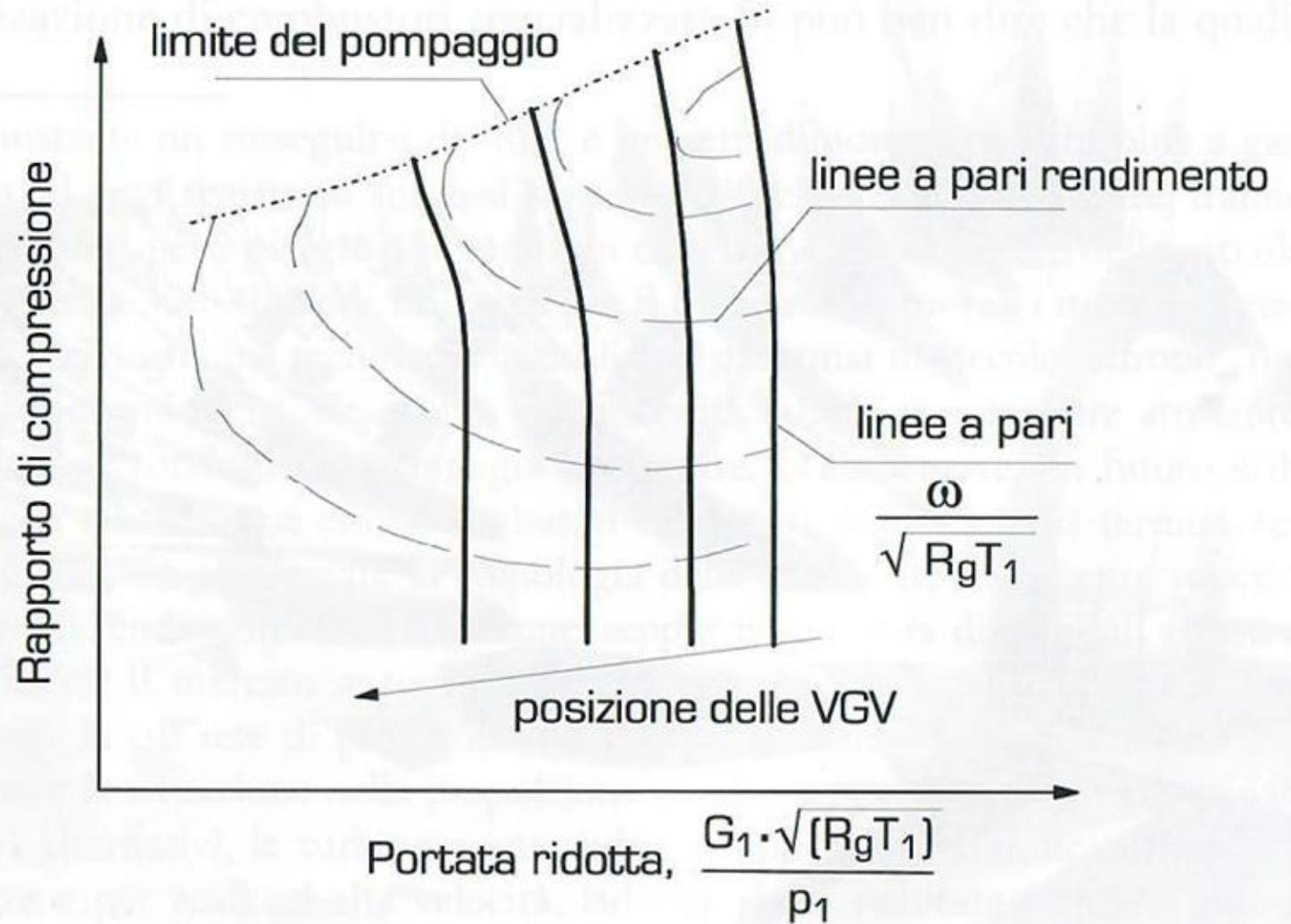
1. La prima parte costituisce la voluta di ingresso, nella quale è ricavato il supporto del cuscinetto portante e del reggispira e dove sono alloggiati le palette di entrata ad assetto variabile (IGV).
2. La seconda parte include i raddrizzatori dei primi stadi, le zampe di supporto e le prime due camere anulari di spillamento e di scarico aria all'avviamento (blow-off).
3. La terza parte include i raddrizzatori degli stadi successivi e la terza camera di spillamento dell'aria di raffreddamento turbina; include inoltre il diffusore di uscita del compressore, le tenute dell'albero intermedio, i supporti dei tubi di fiamma e le tenute del primo stadio turbina.

Sezioni del compressore



Il compressore è diviso in sezioni che contengono gli stadi. Le sezioni sono distanziate in modo da lasciare spazi anulari, collegati a tubazioni di scarico (*blow-off lines*), che servono come antipompaggio durante i transitori in cui i triangoli di velocità si discostano da quelli di progetto: in questi casi le tubazioni di blow-off vengono aperte e scaricano aria direttamente nel diffusore di scarico. Gli spazi anulari servono anche per spillare aria per il raffreddamento delle parti più termicamente sollecitate della turbina

Curve caratteristiche



- curva caratteristica praticamente verticale
- carichi aerodinamici elevati e molti stadi transonici
- variazione della portata a giri costanti realizzabile
- con pale statoriche a calettamento variabile



Compressore assiale per TG heavy duty

- Progettati appositamente per impieghi industriali
- Tutti gli stadi sono disposti su un unico albero
- Velocità di rotazione comprese tra 3000 e 30.000 rpm
- Accoppiamento diretto per 3000 rpm (50 Hz) per potenze elevate superiori a 50-60 MWe
- Riduttore di giri per velocità superiori (necessarie per ottenere elevate velocità periferiche per macchine di piccole potenze e dimensioni)



Progetto compressori assiali

- Progettati appositamente per impieghi industriali
- Tutti gli stadi sono disposti su un unico albero
- Velocità di rotazione comprese tra 3000 e 30.000 rpm
- Accoppiamento diretto per 3000 rpm (50 Hz) per potenze elevate superiori a 50-60 MWe
- Riduttore di giri per velocità superiori (necessarie per ottenere elevate velocità periferiche per macchine di piccole potenze e dimensioni)



Sviluppo compressori assiali

- Il progetto del compressore è uno dei passi più impegnativi nello sviluppo di una TG
- Le problematiche fluidodinamiche sono di grande complessità e sono oggetto di studi teorici e sperimentali di enorme impegno, così come la progettazione meccanica
- I costruttori affrontano un progetto ex novo molto raramente
- Non è possibile una costruzione su specifica del cliente
- Ogni costruttore ha un certo numero di modelli disponibili sui quali non viene accettata nessuna variante



Perdite nei compressori

- **Perdite interne**
 - sono relative alla trasformazione termodinamica
 - modificano lo stato del fluido
 - sono esprimibili attraverso il rendimento politropico
- **Perdite esterne**
 - incrementano l'assorbimento di potenza meccanica
 - l'effetto dissipativo non modifica lo stato del fluido
 - sono dovute a cause diverse: attriti meccanici, perdite di calore e di massa, etc.

Perdite interne

- **Perdite di profilo e di incidenza**
 - causate dal passaggio del fluido sulle palettature
 - dipendono dalla sagomatura del profilo, dal suo spessore, dall'angolo di deviazione, dall'angolo di incidenza, dal rapporto passo/corda (t/L), dal numero di Mach
- **perdite legate ai flussi secondari**
 - causate dai moti del fluido in direzione radiale, indotte dai bordi
 - dipendono dal rapporto altezza/corda della pala (b/L) (aspect ratio) (inversamente proporzionali)
- **perdite legate allo sviluppo di strato limite sui bordi esterni del compressore**
 - causate dalla decelerazione del fluido nei canali interpalari (pala, cassa e mozzo)
- **perdite di trafileamento**
 - causate dal passaggio di fluido tra i giochi esistenti tra la parte rotante e quella fissa
 - comportano un riflusso del fluido compresso verso le zone a bassa pressione



Perdite legate allo sviluppo radiale

- Un limitato sviluppo radiale della pala a parità di altre dimensioni comporta un incremento di alcune perdite interne:
 - **secondarie, estremità, trafilamento**
- Un'eccessiva altezza delle pale comporterebbe una forte variazione dei triangoli di velocità tra mozzo e apice e quindi una forte variazione delle perdite di palettatura

$$N_s = \omega \frac{\sqrt{V_{in}}}{\Delta h_{is}^{3/4}}$$

Il rapporto Dm/b deve restare entro valori ottimali

Assegnati portata volumetrica e salto entalpico dello stadio è necessario scegliere opportunamente la velocità di rotazione progettando a numero di giri caratteristico.

Perdite legate alla realizzazione multistadio

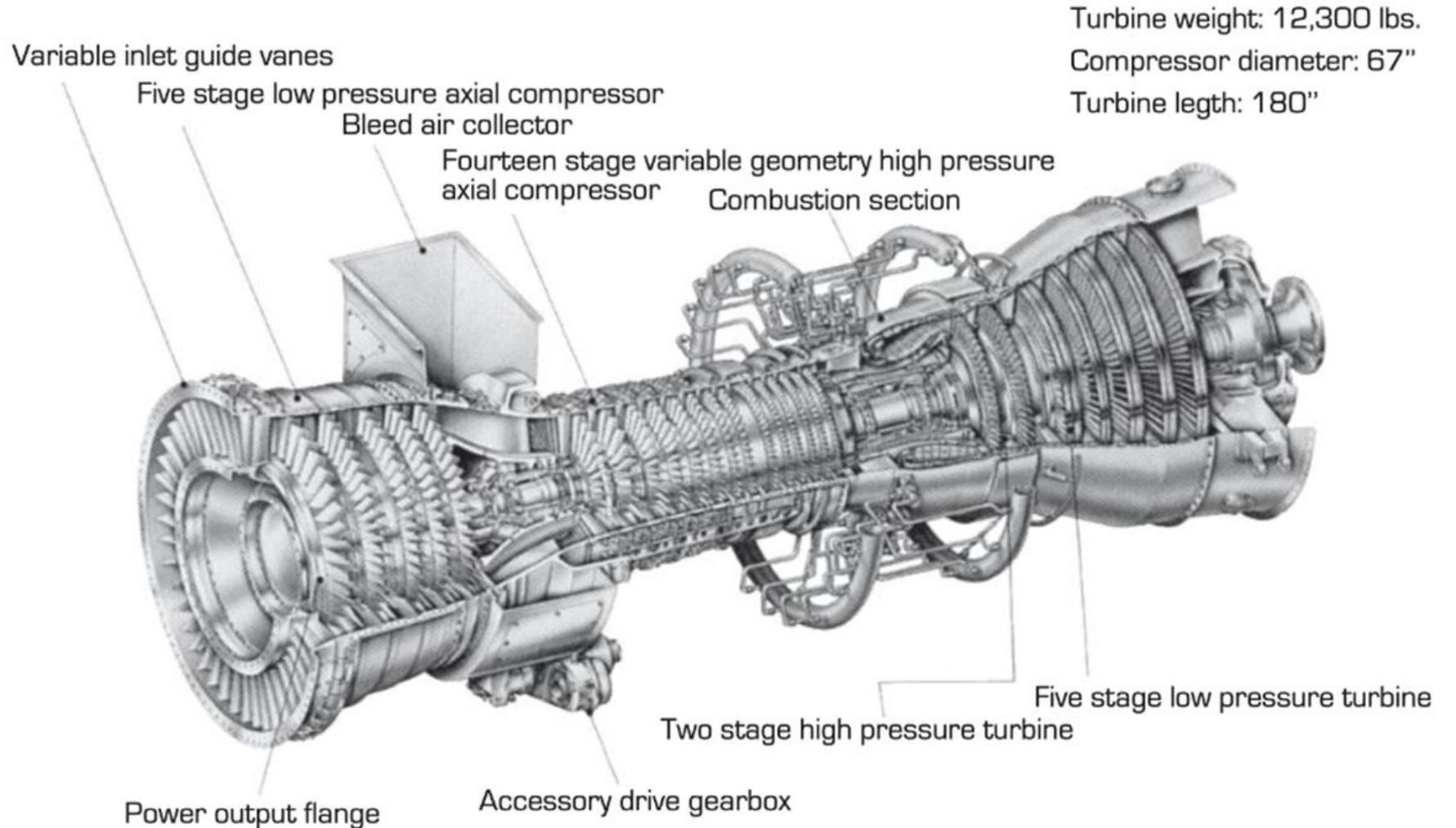
- In una macchina **pluristadio** ad **un solo albero**
 - la portata volumetrica varia durante la compressione;
 - è possibile mantenere N_s ottimo per un solo stadio, scegliendo opportunamente ω ;
 - è necessario trovare il migliore compromesso tra il primo e l'ultimo stadio che si troveranno ad avere N_s rispettivamente maggiore e minore di quello ottimo.

Una soluzione è disporre compressore (e turbina) su più alberi in modo tale che:

- per gli stadi di bassa pressione: **V** grande **ω** più basse
- per gli stadi di alta pressione: **V** bassa **ω** più elevate;
- ciascun asse è trascinato da uno o più stadi di turbina.



Turbina a gas Bialbero GE LM6000



Perdite legate alla taglia della macchina

- Le turbomacchine di piccole dimensioni hanno un minore **rendimento politropico** :
 - perché gli sforzi viscosi sono più importanti di quelli di inerzia in relazione alla minore quantità di fluido trattato
 - perché concorre la mancata similitudine geometrica di molti parametri dimensionali, quali la rugosità superficiale, i giochi radiali, etc. che non possono, per motivi tecnologici evidenti, diminuire proporzionalmente a dimensioni assolute quali il diametro

Si usa un parametro che permette di correlarsi alla teoria della similitudine:

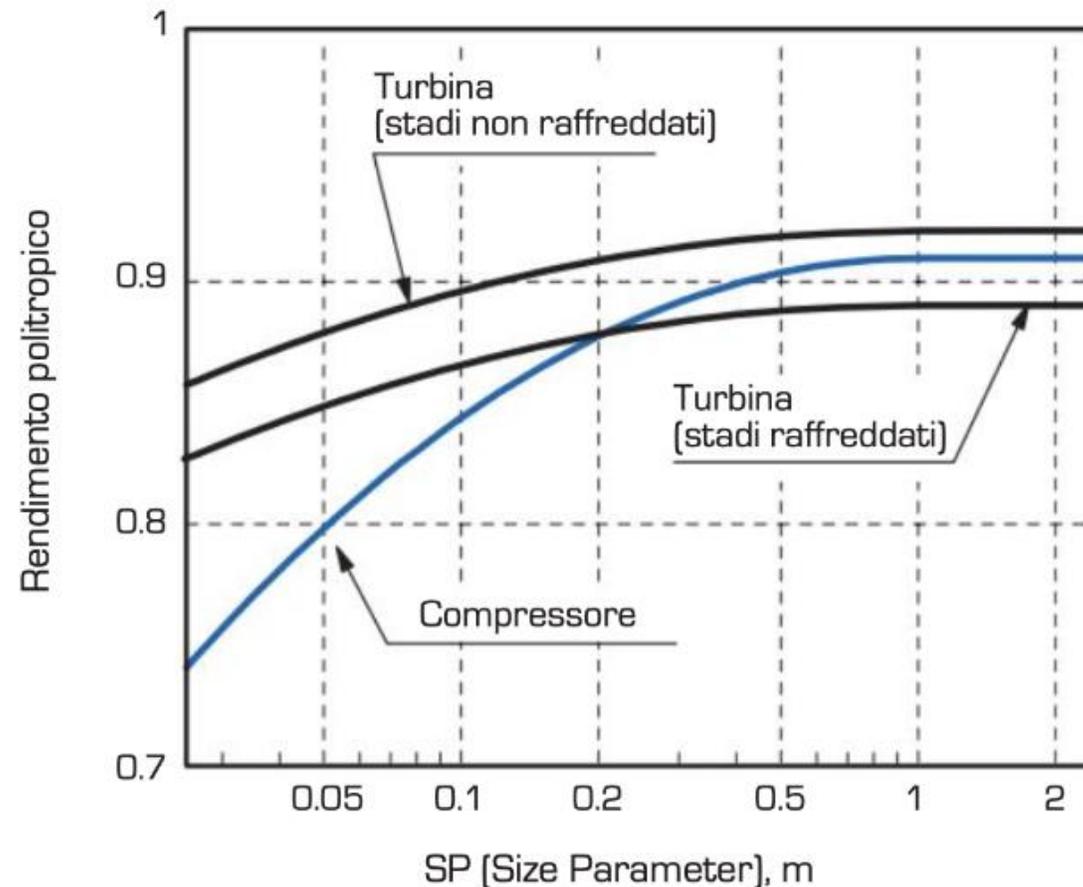
Size Parameter definito come:

$$SP = \frac{\sqrt{V_{in}}}{\Delta h_{is}^{3/4}}$$

Il SP ha dimensioni di una lunghezza ed è il denominatore del Diametro caratteristico = D/SP con D =diametro medio della macchina.

Size Parameter

Il rendimento dei compressori (e delle turbine) è correlabile a N_s e SP



Queste curve si riferiscono a turbomacchine assiali progettate in un intorno di $N_s \pm 30\%$ val. ottimale.

I rendimenti maggiori sono relativi a macchine per TG aeroderivative di potenza maggiore ai 100 MW.

Perdite esterne

- **Perdite organiche**
 - potenza assorbita dai cuscinetti
 - potenza assorbita per la lubrificazione (circa 0,5% potenza assorbita dal compressore)
- **perdite di massa**
 - fughe di aria compressa verso l'esterno, specie lungo l'asse (inferiori all'1% della portata aria all'aspirazione)
- **perdite di calore**
 - generalmente trascurabili
- **perdita di pressione nel filtro di aspirazione (1kPa)**
 - la filtrazione evita effetti di erosione delle pale, diminuisce lo sporramento ("fouling"), riduce lo scadimento di prestazioni della TG, allunga gli intervalli tra gli interventi di manutenzione per il lavaggio del compressore



Combustione e combustori delle TG



Combustione nelle TG

La combustione avviene in eccesso d'aria notevole

- la combustione stechiometrica ideale porterebbe i gas combusti ad una temperatura di circa 2430°C (supponendo che l'aria in ingresso sia a 400°C)
- richiederebbe 17.24 kg di aria per 1 kg di metano
- il raggiungimento di una temperatura di circa 1300°C richiede circa 45 kg di aria per 1 kg di metano
- il rapporto di equivalenza (massa aria effettiva/massa aria stechiometrica) risulta compreso tra 2.5 e 3.5 sia per gas naturale che per combustibili liquidi e dipende dall'aumento di temperatura richiesto nel combustore.
- Il tenore di ossigeno presente nei gas combusti è elevato (14-15% in volume) e rende possibile utilizzare tali gas come comburente in ulteriori processi di combustione.





Combustione nelle TG

Il potere calorifico di un combustibile è la quantità di calore che si libera dalla combustione di 1 Kg dello stesso: per il metano questo vale circa 50.000 kJ/kg; Considerando una T_2 pari a 400 ° C ed un calore specifico del fluido di lavoro pari mediamente a 1,05 kJ/kgK

Dal semplice bilancio di energia riportato di seguito

$$\text{LHV} = (1 + \alpha) c_{pm} (T_3 - T_2)$$

Si ottengono diversi valori del rapporto di equivalenza α (rapporto tra massa d'aria/massa combustibile) per diversi valori della T_3 (il cui valore è sostanzialmente limitato dalla resistenza dei materiali di cui sono costituite le macchine).

T_3 [°C]	1000	1200	1500
α	76	56	40

Si nota come anche per T_3 elevate, gli eccessi d'aria siano enormi



Combustione in eccesso d'aria

- Mantenere la combustione in presenza di grandi eccessi d'aria può essere problematico se non impossibile
- Esiste un limite inferiore di infiammabilità di una miscela aria/combustibile ovvero una concentrazione minima di combustibile al di sotto della quale la fiamma non riesce a mantenersi e a propagarsi correttamente
- Per il metano il limite inferiore di infiammabilità corrisponde a circa un 5% in volume -> 2,8% in massa
- Con 1 kg di metano e 45 kg di aria (2,2%) si ottiene una miscela non infiammabile



Camera di combustione multizona

- **Zona primaria**
 - in essa affluisce solo una parte dell' aria comburente;
 - è caratterizzata da un rapporto aria/combustibile prossimo a quello stechiometrico (leggermente inferiore)
 - produce una fiamma stabile, largamente al disopra del limite di infiammabilità anche a carico parziale
- **Zona secondaria**
 - in essa si completa l' ossidazione mediante ulteriore afflusso d' aria comburente
- **Zona di diluizione**
 - in essa viene miscelata l' aria che non ha partecipato alla combustione con i gas combusti

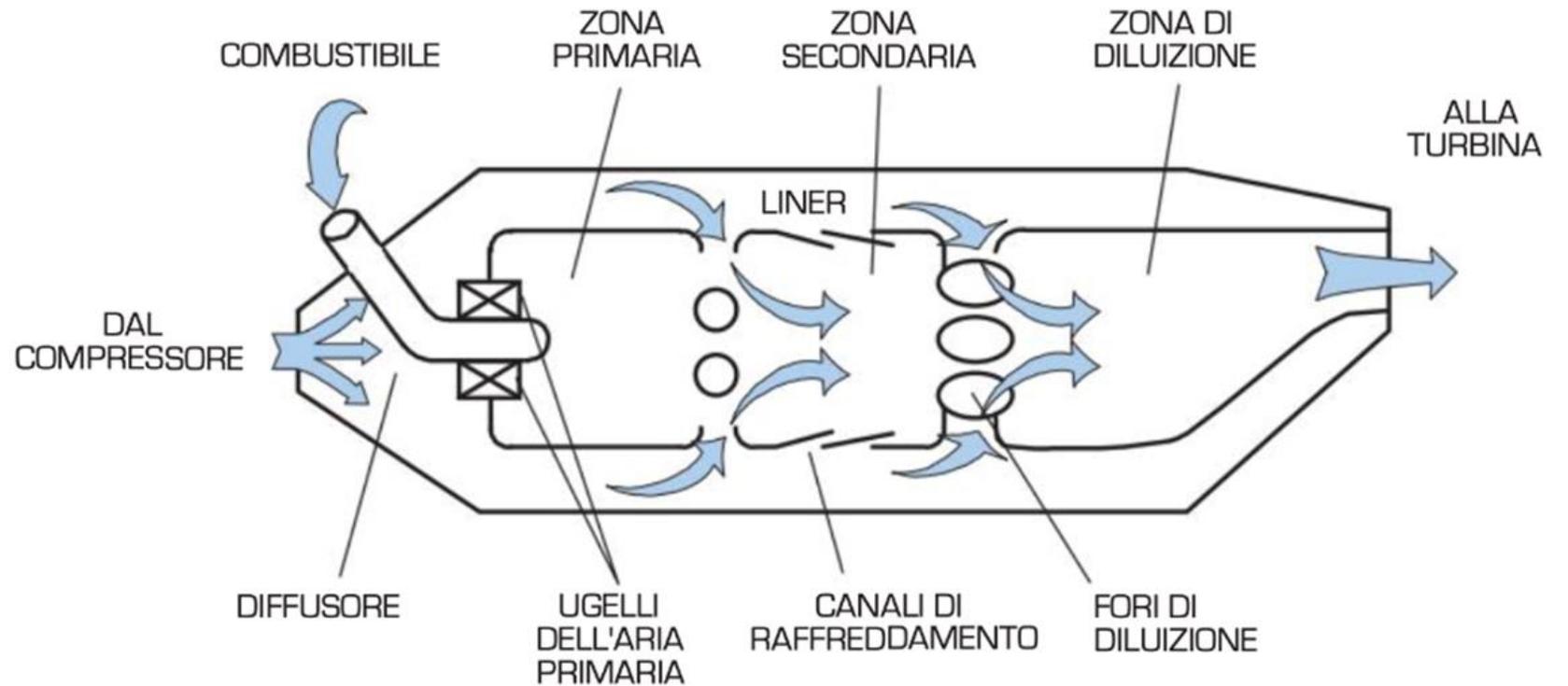
Disegno di un combustore per TG



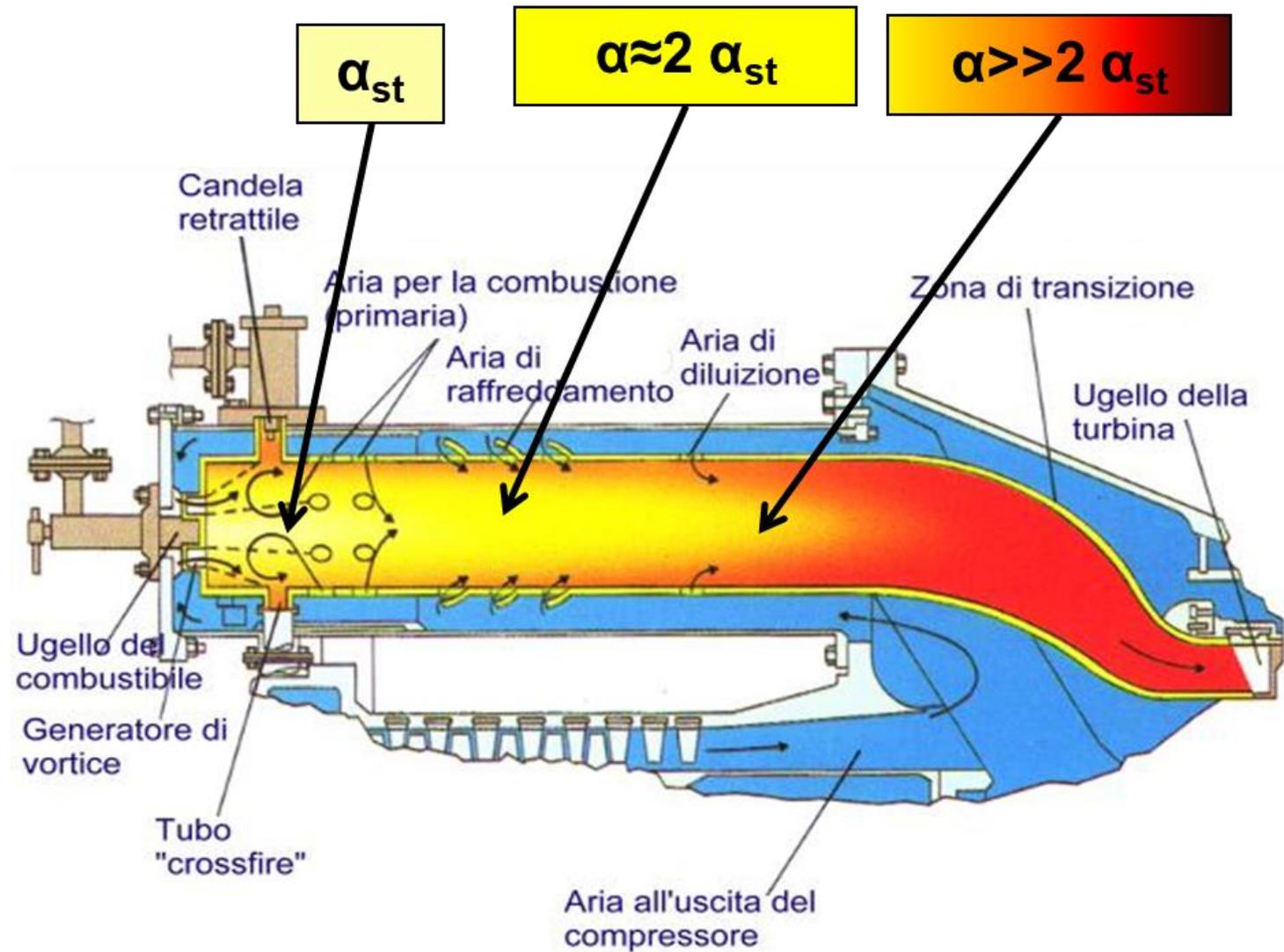
La camera di combustione multizone o *“liner”*

- è un cilindro forato che contiene la fiamma e consente il passaggio dell'aria di diluizione attraverso i suoi fori
- è raffreddato esternamente dal flusso di aria di diluizione
- è sottoposto ad intense sollecitazioni termiche, trovandosi a contatto con la fiamma
- è costruito in materiale metallico e presenta una superficie caratterizzata da fori e canalizzazioni che hanno lo scopo di innalzare lo scambio convettivo e creare film e getti di aria fresca

Schema funzionale di un combustore per TG

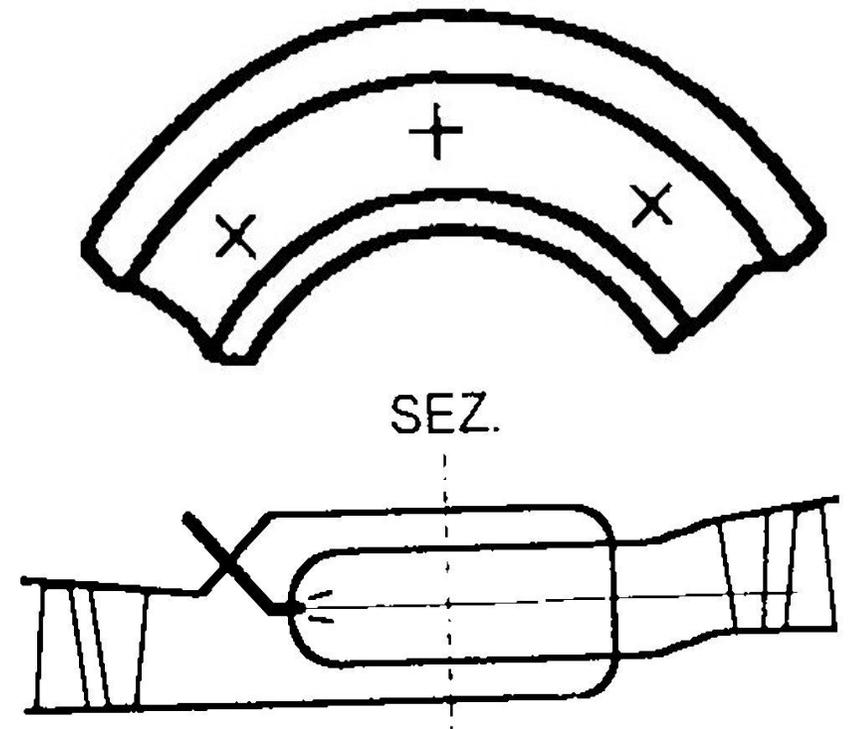
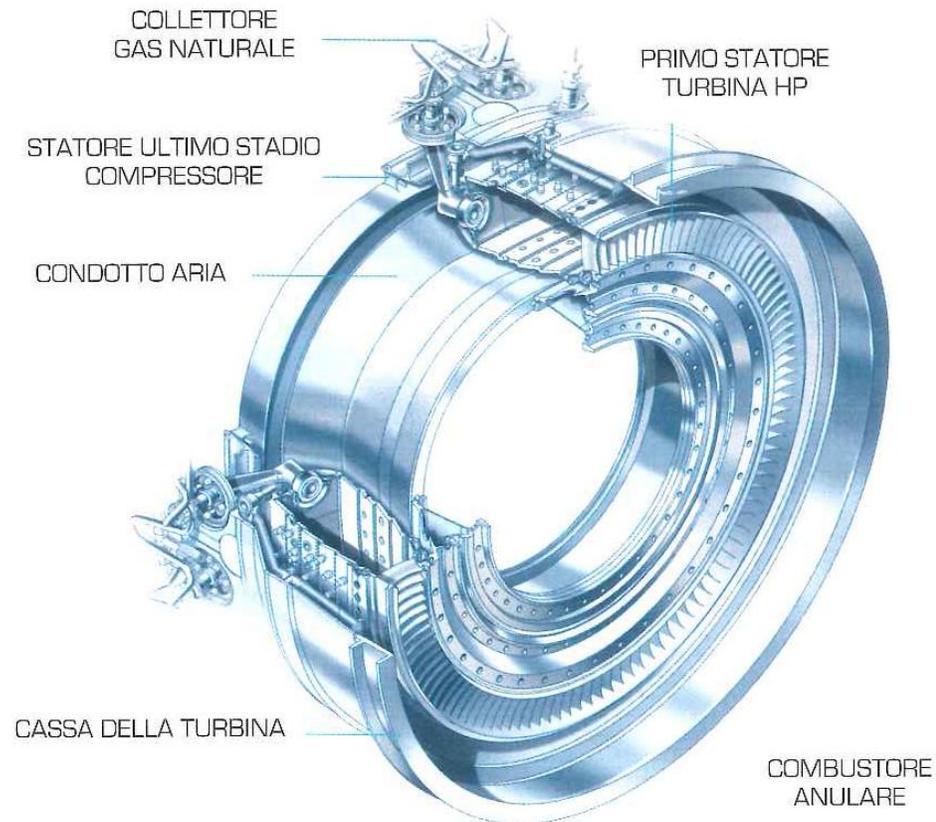


Variazione T e α in un combustore per TG

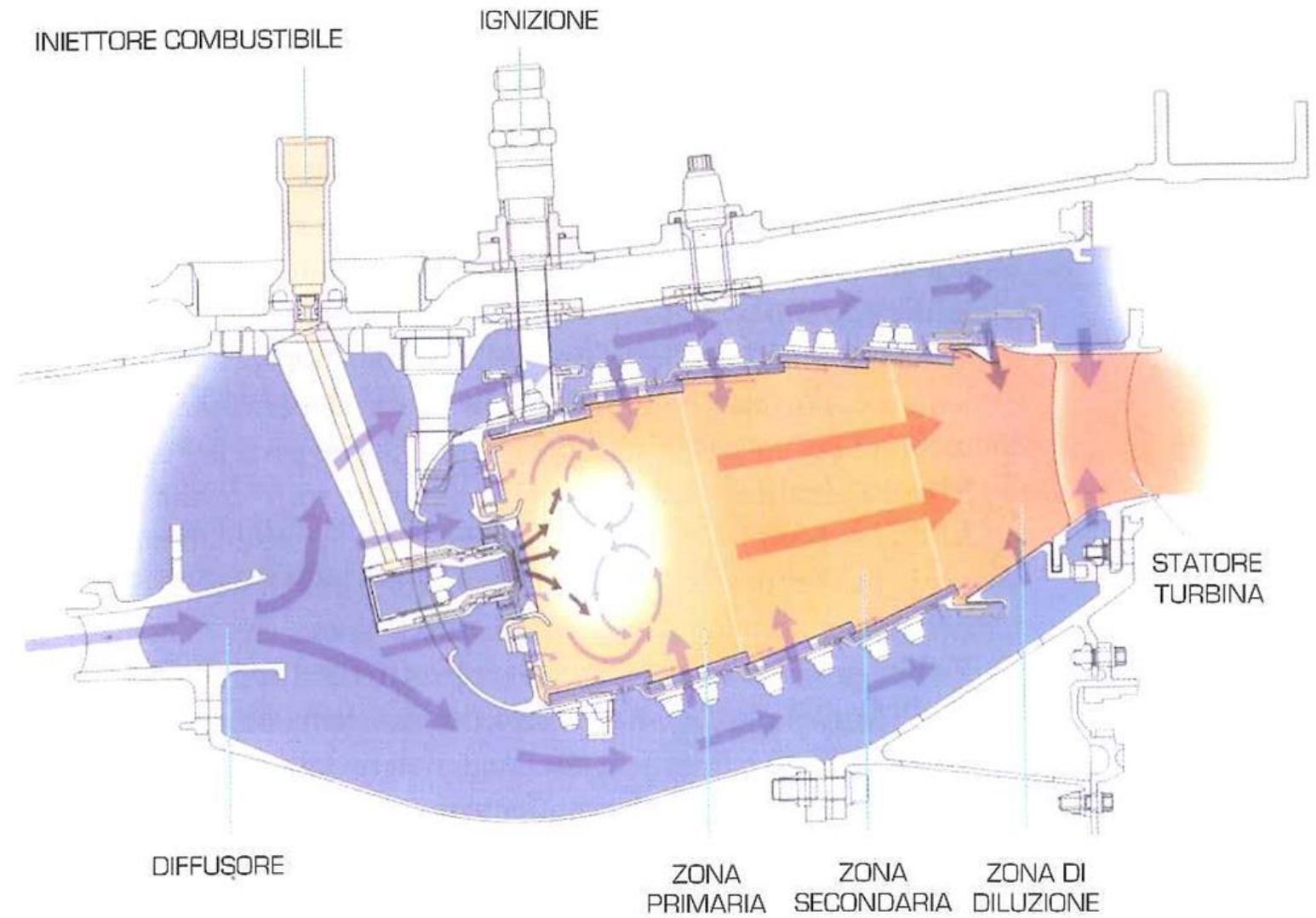


Combustore anulare - Schema

- il liner costituisce un “anello” che collega direttamente l’uscita del compressore con l’ingresso della turbina, in linea con l’albero
- geometria compatta ma costosa e di difficile sviluppo

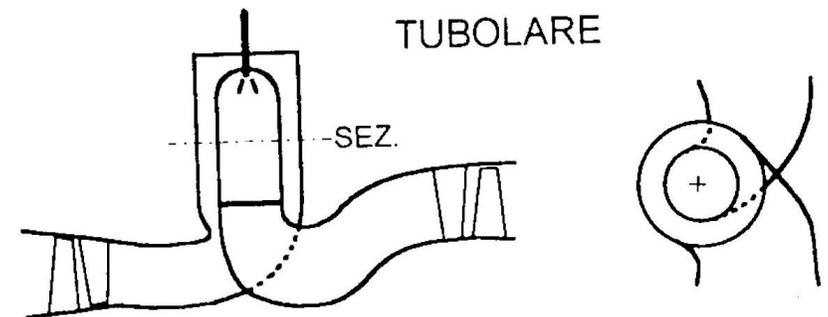
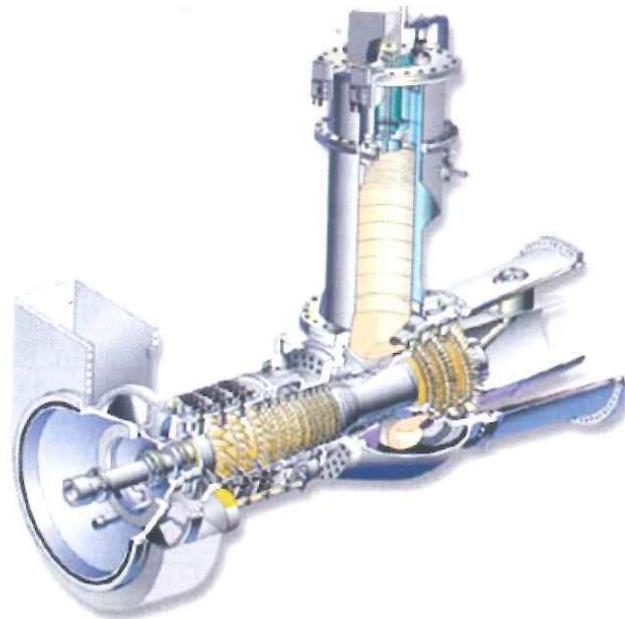


Combustore anulare in una TG

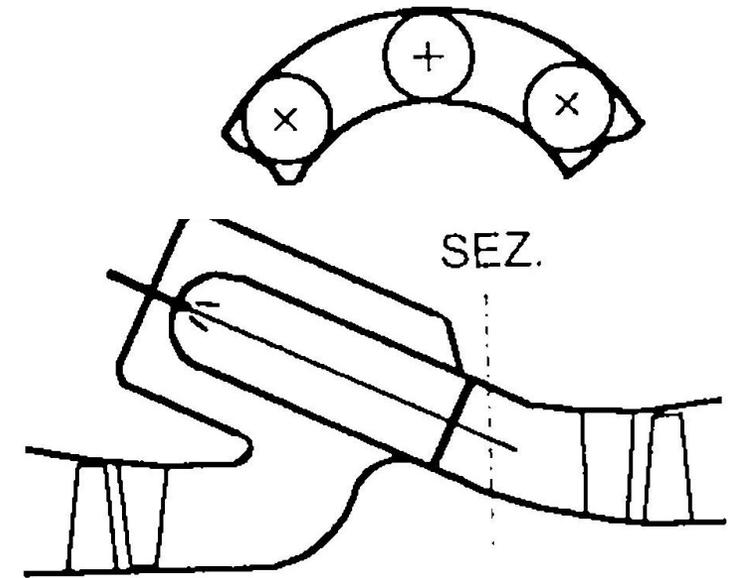
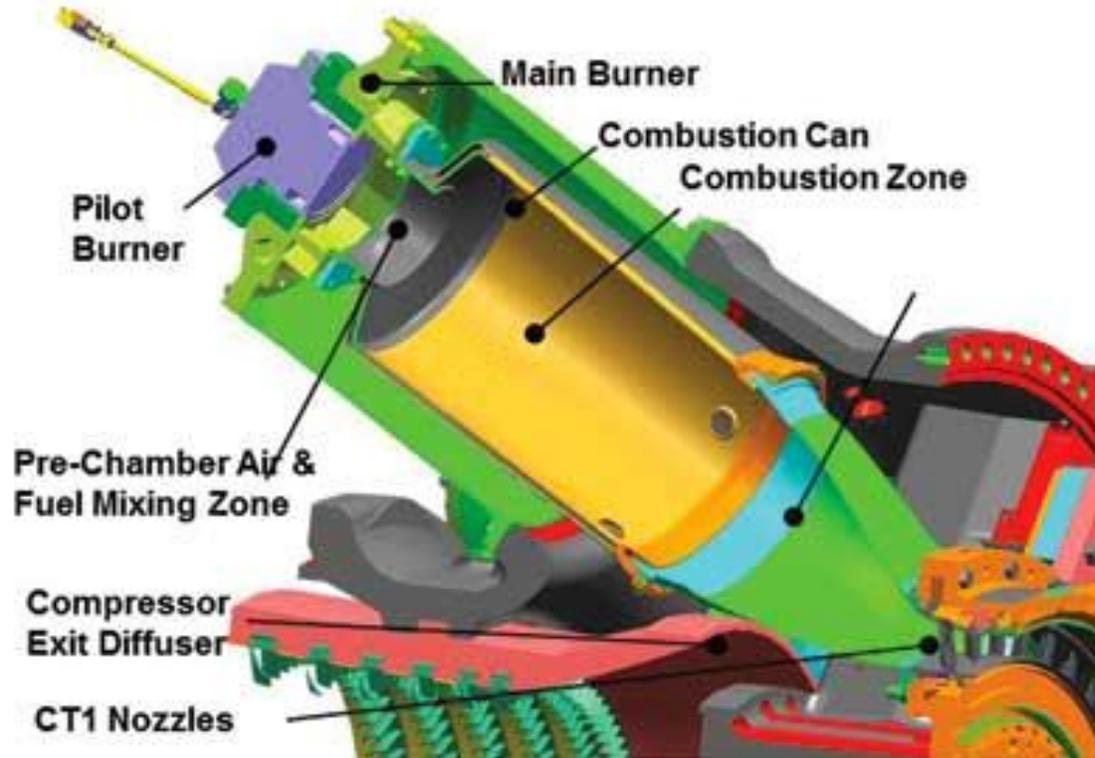


Combustore tubolare

- è sistemato esternamente alla turbina a gas
- presenta elevate perdite di carico
- necessita di un condotto di adduzione alla turbina dei gas caldi, sottoposto a grandi sollecitazioni termiche
- il liner e la camera di combustione sono cilindrici
- è la soluzione preferita per le piccole unità
- è stata adottata anche su grandi unità da ABB e Siemens

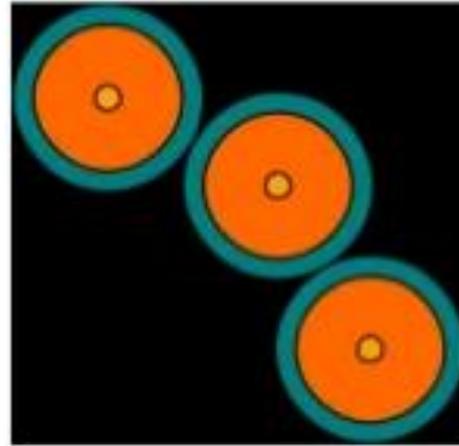


Combustore multitubolare (o tuboanulare o cannulare)

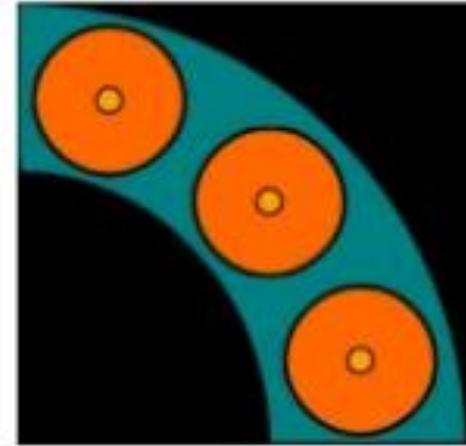




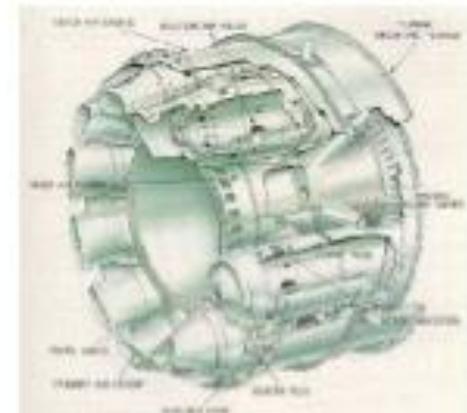
Combustore cannulare



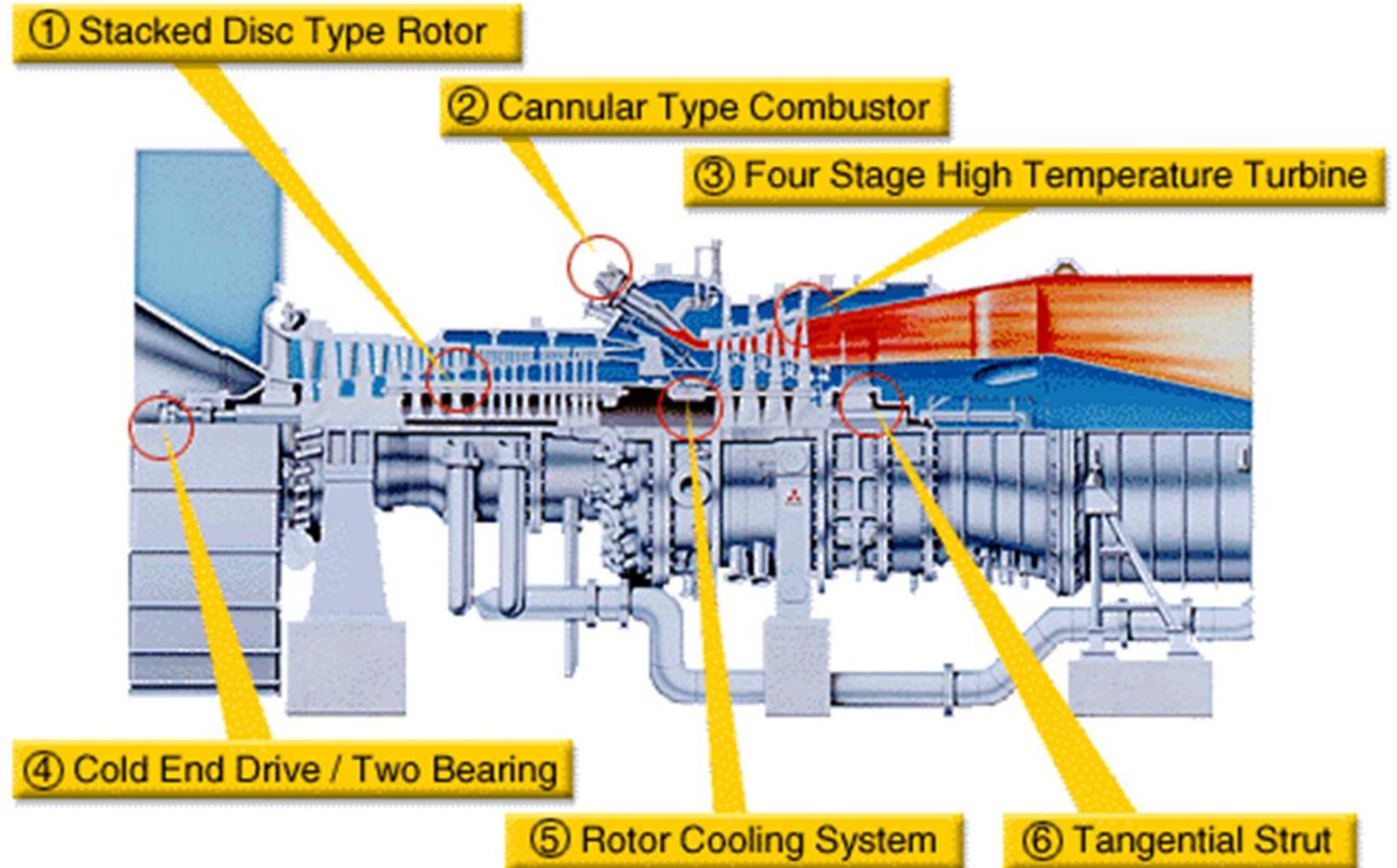
Can



Cannular



Sezione di una moderna TG





Caratteristiche dei combustibili per TG

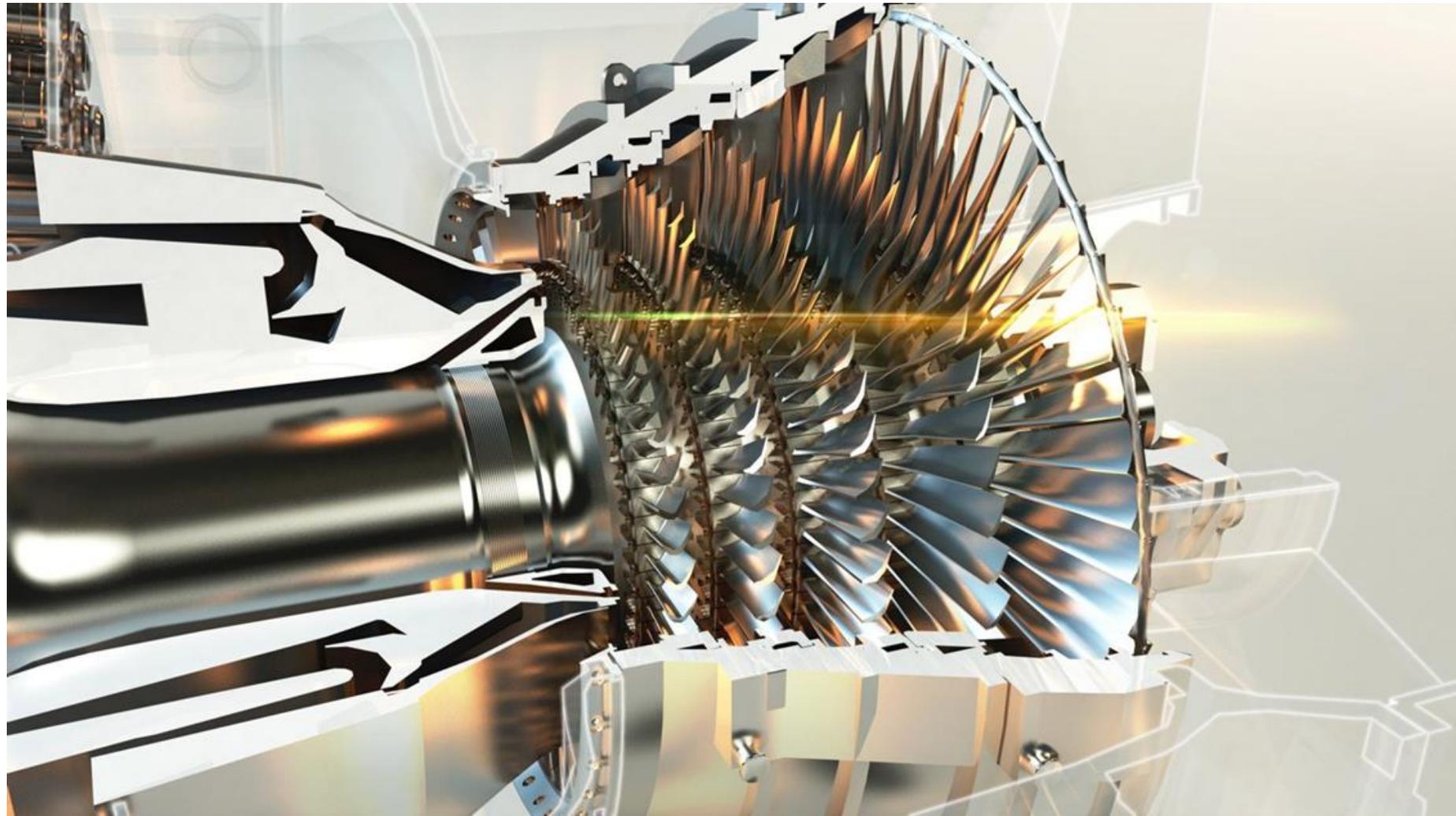
- Le TG sono m.c.i. pertanto i gas combusti partecipano al processo termodinamico, espandendo in turbina.
- I gas combusti
 - non devono essere chimicamente e fisicamente aggressivi per turbina e combustore
 - non devono comportare fenomeni di erosione, corrosione, sporcamento oltre a certi limiti ritenuti noti e tollerabili
- I principali elementi contenuti nei combustibili fossili e ritenuti dannosi sono:
 - **ceneri:** (composti prev. metallici che provocano sporcamento e occlusioni)
 - **vanadio:** aderisce alle pale e provoca gravissimi fenomeni di corrosione
 - **metalli alcalini:** (sodio, potassio) formano acidi particolarmente corrosivi per le palettature
 - **zolfo:** è corrosivo per i sistemi di iniezione, aggredisce i materiali metallici dopo la combustione, genera inquinanti
 - **idrocarburi pesanti:** provocano problemi di intasamento nei condotti di adduzione del combustibile

Combustibili per TG

- Oli combustibili
 - rimozione vanadio e alcalini con lavaggi e additivazioni
 - accettare sporcamento e frequenti operazioni di lavaggio
 - accettare un derating delle prestazioni
- Distillati
 - usati per la propulsione aeronautica:
 - leggeri JetB, JP4
 - meno volatili Jet A, JP5
 - gasoli Diesel 1 e 2 Burner 2
- Gas naturale
 - eccellente per applicazioni stazionarie
- G.P.L.
 - ottimi
- Gas sintetici di carbone, biomasse e cockeria
 - filtrazione per ceneri, particolati e catrami
 - eliminazione zolfo e metalli alcalini



Turbina



Caratteristiche turbina di espansione

Temperature massime in Turbina

1200 e 1500° C

Temp. massime sopportate dai materiali metallici:

– Superleghe: 850° C

– Acciai altolegati: 550-600° C

- **Impiego di materiali ceramici**

- Tecnologia ancora oggi non industrialmente matura
- Utilizzata per componenti statici o piccole giranti centripete

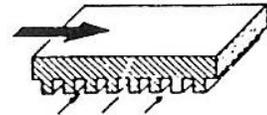
- **Raffreddamento del corpo metallico**

- Impiegata praticamente su tutte le macchine oggi presenti sul mercato



Sistemi di raffreddamento pale

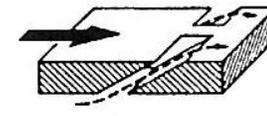
(Diversi sistemi possono coesistere)



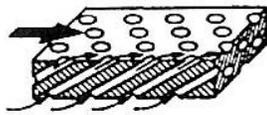
(a) raffr. convettivo



(b) raffr. per impingement



(c) raffr. a film (da fessura)



(d) raffr. a film esteso



(e) raffr. per traspirazione

La pala viene percorsa internamente da un fluido refrigerante

I punti caldi (testa profilo) sono raffreddati con getti di refrigerante ad alta velocità

Il fluido refrigerante crea una barriera termica tra i gas e la parete della pala

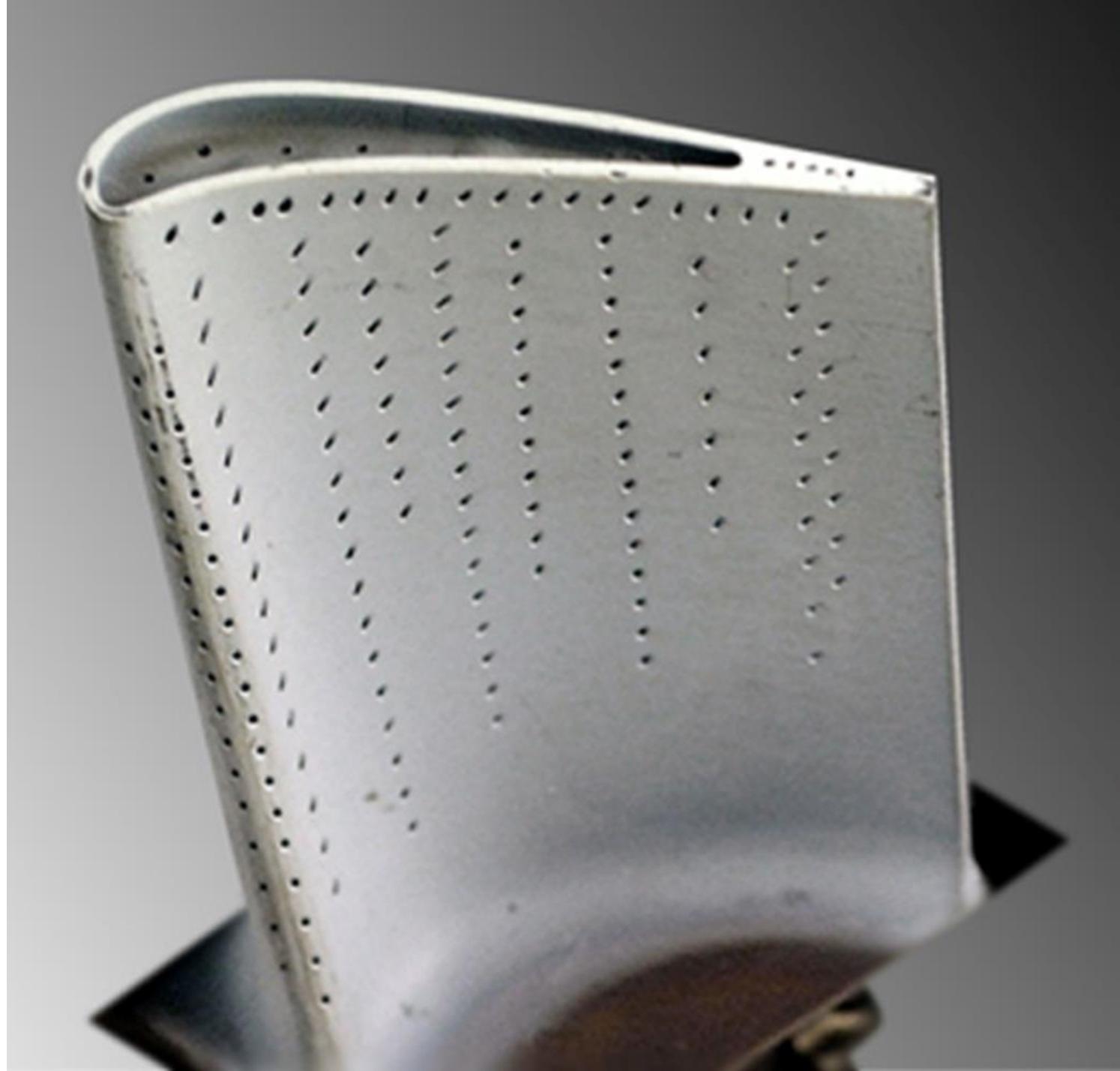
Il film viene generato da aria di raffreddamento uscente

c) da fessure

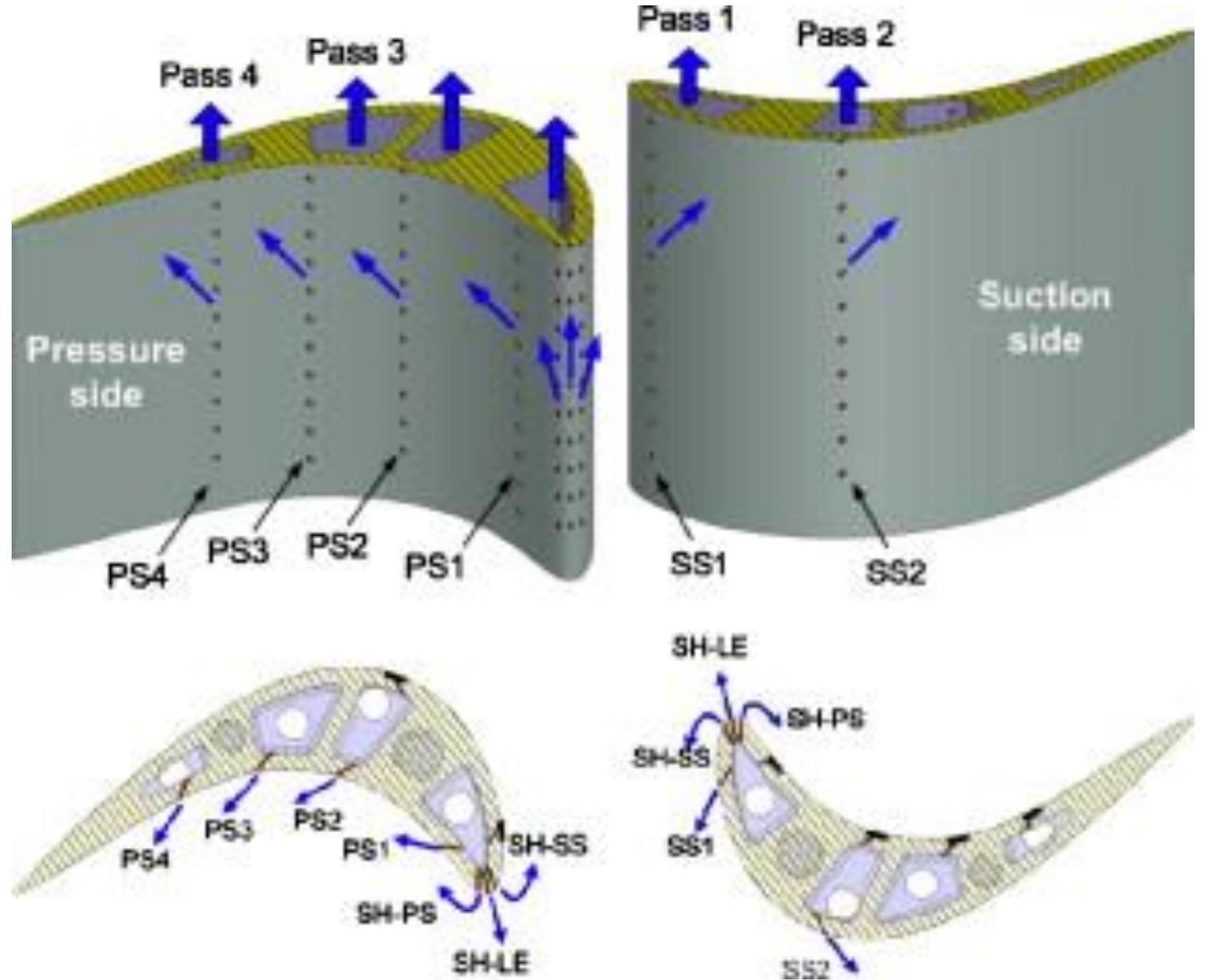
d) da piccoli fori

La parete della pala è un mezzo poroso attraversato per traspirazione dal refrigerante

Paletta
raffreddata



Elementi stadio raffreddato



Sistema raffreddamento misto film-convettivo

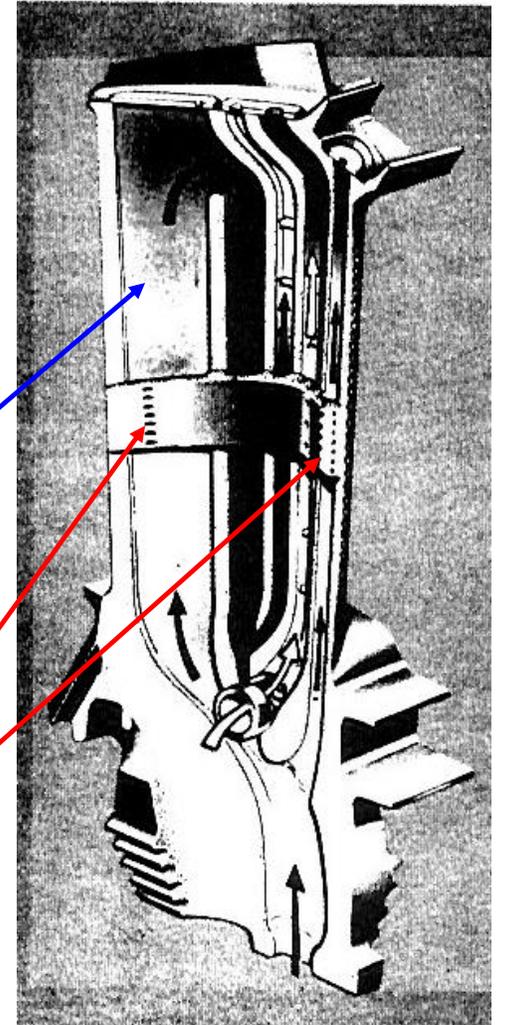
In ogni punto della pala:

$$T_b < T_{bmx}$$

Superficie pala massima sopportabile dal materiale

I canali del circuito interno provvedono all'asportazione del calore per convezione

I forellini visibili sulla superficie esterna permettono l'eiezione del film di raffreddamento (film-cooling)



Raffreddamento convettivo

La pala raffreddata per convezione può essere studiata come uno scambiatore di calore.

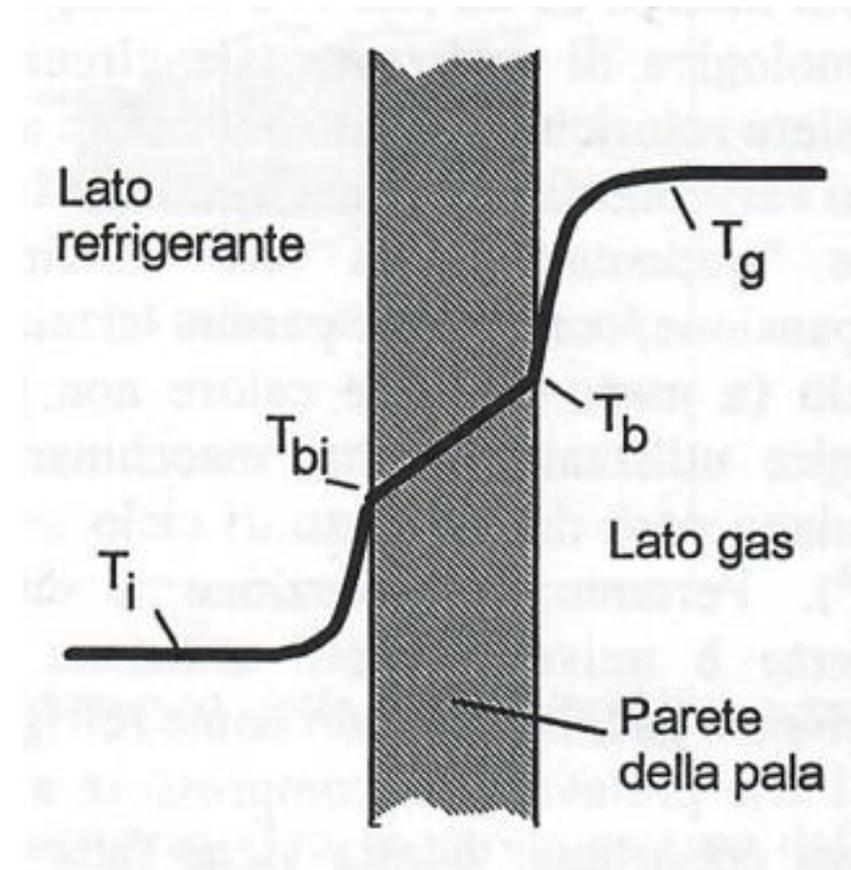
Il flusso termico necessario per il raffreddamento della pala deve essere determinato considerando le resistenze termiche in serie offerte da:

- Convezione gas-parete
- Conduzione negli strati di parete
- Convezione parete refrigerante

Il circuito di raffreddamento può essere

Aperto: il refrigerante viene scaricato nel flusso principale dei gas e prosegue nell'espansione (*adottato sempre*)

Chiuso: il refrigerante non interagisce con il flusso principale (*complesso e con perdite elevate*)



Flusso termico e portata di refrigerante

La pala raffreddata per convezione può essere studiata come uno scambiatore di calore.

La portata di fluido refrigerante dovrà essere calcolata considerando che il flusso termico da asportare è:

$$\dot{f} = k_g (T_g - T_b) = l / t (T_b - T_{bi}) = k_r (T_{bi} - T_r)$$

La potenza termica per raffreddare una superficie A risulta:

$$\Phi = \int_A \phi dA = G_r c_{p,r} (T_{r,out} - T_{r,in})$$

Valutazione complessa, richiede assegnazione di:

- **Coefficienti di scambio termico**
- **Geometria dei canali**

Temperature

T_b	media superficie pala
T_{bi}	superficie interna
T_{bmx}	massima del materiale
T_g	lato gas
T_r	refrigerante

Efficacia e calcoli semplificati

L'efficacia del raffreddamento è definita come:

$$\varepsilon_c = \frac{T_{r,out} - T_{r,in}}{T_{b,i} - T_{r,in}}$$

Assumendo che sulla superficie A la variazione di T_g e T_b sia piccola rispetto ai ΔT in gioco (superiori a 100-150° C), e imponendo $T_b = T_{bmx}$, la portata G_r si calcola:

$$\Phi = k_g (T_g - T_{bmx}) A = \left[\frac{1}{G_r c_{p,r} \varepsilon_c} + \frac{1}{(\lambda/t) A} \right] (T_{bmx} - T_{r,in})$$

Assegnazione parametri raffreddamento convettivo

Per il calcolo di G_r con la:

$$\Phi = k_g (T_g - T_{bmx}) A = \left[\frac{1}{G_r c_{p,r} \varepsilon_c} + \frac{1}{(\lambda/t) A} \right] (T_{bmx} - T_{r,in})$$

Si assegnano di regola:

- | | | | |
|--|-----------------|----------|---------------------|
| • Coefficiente di scambio termico gas/parete | k_g | 2-5 | kW/m ² k |
| • Conducibilità termica del materiale pala | | | |
| • (generalmente leghe resistenti ad alta T) | λ | 15-20 | W/mk |
| • Spessore della parete della pala | t | 1,5 – 2 | mm |
| • Temperatura massima del materiale | T_{bmx} | 750-850° | C |
| • Efficacia del raffreddamento | ε_c | 0,7-0,8 | |

Considerazioni conclusive

I flussi termici scambiati sono ingenti:

- Nelle prime schiere di turbina sono dell'ordine di 1 MW/m^2
- La portata di refrigerante (generalmente aria prelevata dal compressore) può costituire una frazione importante del flusso principale (20-25%)

Per limitare la portata occorre:

- Limitare le superfici da raffreddare dividendo il salto entalpico di espansione su pochi stadi con elevatissimo carico aerodinamico
- Ottenere la massima efficacia di raffreddamento dimensionando condotti di raffreddamento molto sofisticati dal punto di vista della capacità di scambio termico
- Ridurre lo spessore delle pale, compatibilmente con la resistenza meccanica e con i problemi costruttivi



I materiali impiegati per la realizzazione delle pale

La scelta dei materiali è condizionata dalla resistenza:

- alla sollecitazione meccanica (forza centrifuga)
- alle alte temperature di esercizio
- alla corrosione e alla ossidazione dovute all'alta reattività dell'ossigeno ad alta temperatura;
- all'erosione causata dal passaggio dei gas ad alta temperatura

Lo stato di sollecitazione accettabile nelle TG è dettato dal Creep (scorrimento viscoso)

Deformazione progressiva del materiale (fino a rottura) sollecitato con sforzo di trazione costante

**Vita delle pale
(Ore di esercizio)**

dipende

**Livello di sollecitazione
Temperatura di esercizio**



Curve di Larson-Miller per acciai e materiali avanzati

Parametro di Larson-Miller

$$LM = T(20 + \log_{10} t_r) = f(\sigma) = \text{costante}$$

I materiali ferrosi:

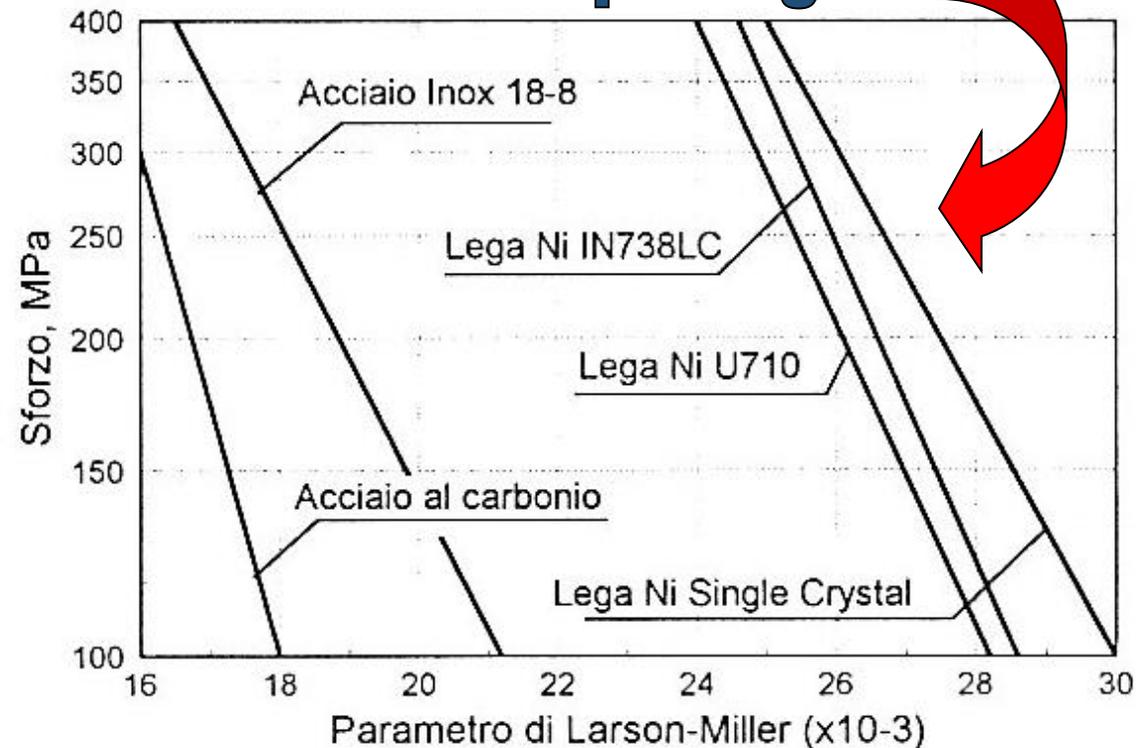
- acciai al carbonio,
- acciai altolegati
- acciai inox

presentano resistenza al "creep"

insufficiente già nel campo 500-600° C

**Per un acciaio NiCr 18-8
LM=20*10³ significa che:
per T=800K t_r=10⁵ ore
insufficiente per TG**

superleghe



Composizione di materiali per la costruzione delle pale TG

I risultati migliori si ottengono con leghe a base di
Cobalto prevalentemente per le pale statoriche
Nichel prevalentemente per le pale rotoriche
(per le migliori proprietà meccaniche)

Materiale	B	C	Al	Ti	Cr	Fe	Co	Ni	Nb	Mo	W	Ta
GTD 111		0.12	3.10	4.50	12.50		9.00	bal		2.00	3.80	4.00
GTD 222		0.10	1.20	2.30	22.50		19.00	bal			2.00	0.10
Inconel 738	0.010	0.10	3.50	3.50	16.00		8.50	bal	0.80	1.70	2.60	1.70
Udimet 520	0.005	0.05	3.00	3.00	19.00		12.00	bal		6.00	1.00	
Udimet 710	0.020	0.07	5.00	5.00	18.00	0.50	14.70	bal		3.00	1.50	
FSX 414	0.010	0.25			29.00	1.00	bal	10.00			7.00	

Bal significa la percentuale di completamento a 100

Miglioramento delle proprietà meccaniche con modifica della struttura cristallina

Deformazione plastica e fessurazione dipendono dalla struttura cristallina

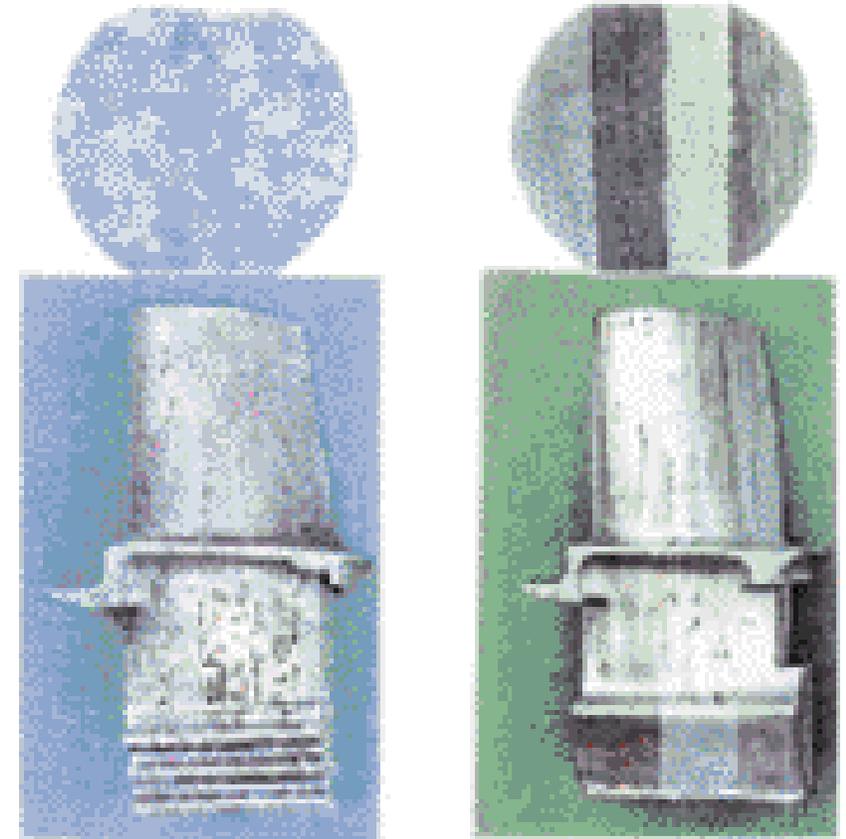
La solidificazione direzionale (DS) è ottenuta con particolari tecniche di fusione

- i grani hanno struttura unidirezionale
- secondo la direzione radiale della pala

aumenta la resistenza a trazione del 25% o incrementa la temp. di utilizzo di 30° C rispetto alla solidificazione equiassiale

Ulteriori vantaggi sono ottenibili con materiali a struttura **monocristallina (SC: Single-crystal)**

Tecniche avanzate utilizzate soprattutto in motori aeronautici
Difficoltà per impiego in TG Heavy Duty



(a) Conventional cast (b) Directionally solidified

Macro-structure of the blade

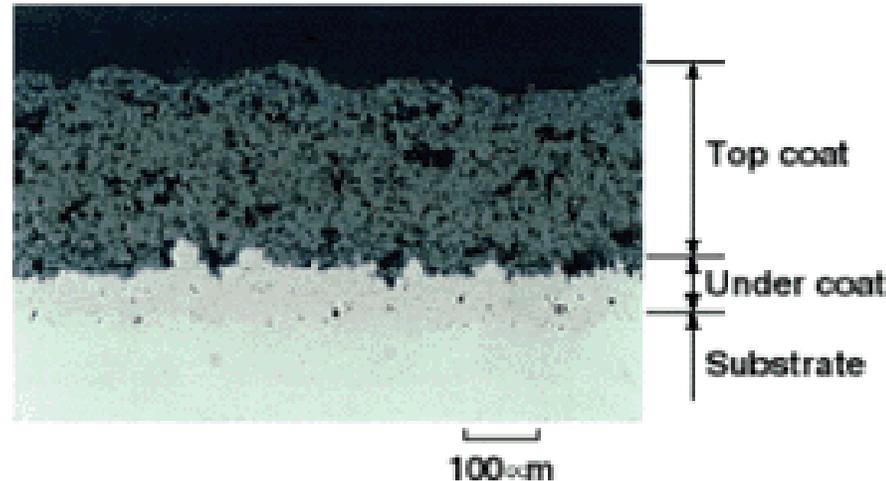
Rivestimenti a barriera termica (TBC: Thermal Barrier Coating)

Le TBC realizzano una resistenza termica tra gas caldi e parte metallica

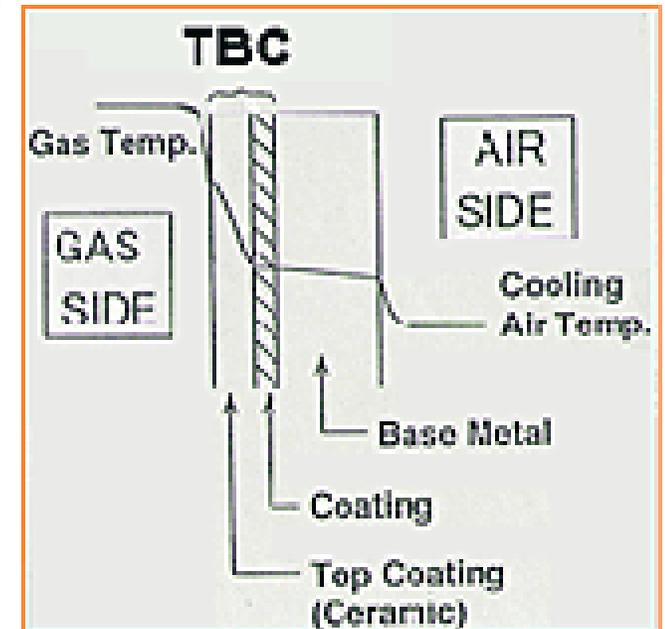
I materiali utilizzati sono zirconio, ittrio o ceramici

Difficoltà per le pale: possibilità di distacco e erosione della barriera

Questa tecnologia è comunque applicata nelle TG più moderne per i transition-pieces (condotti combustori - turbina)

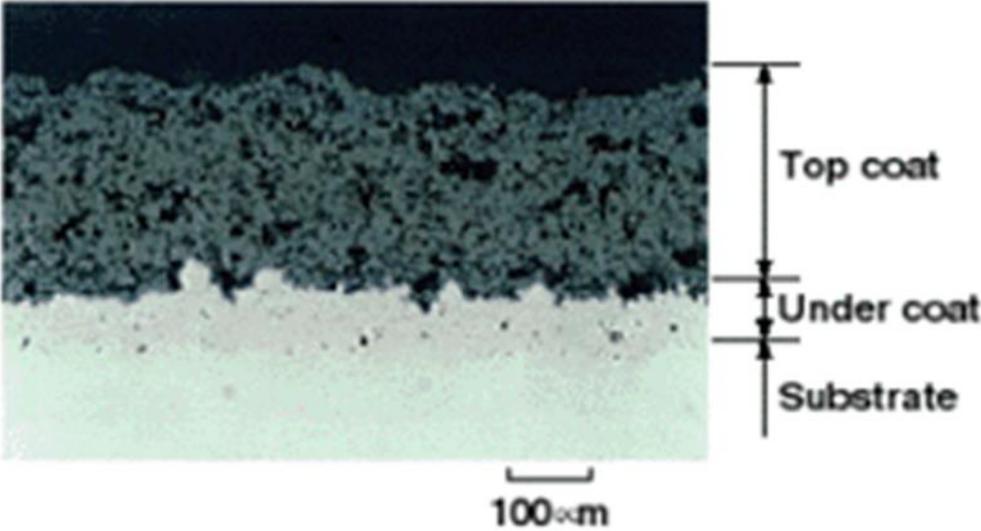
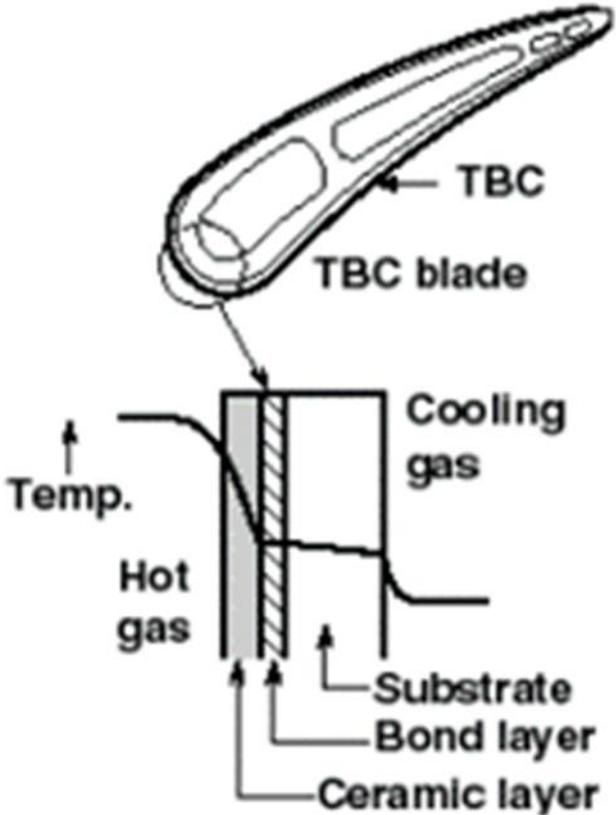


Cross-section of TBC





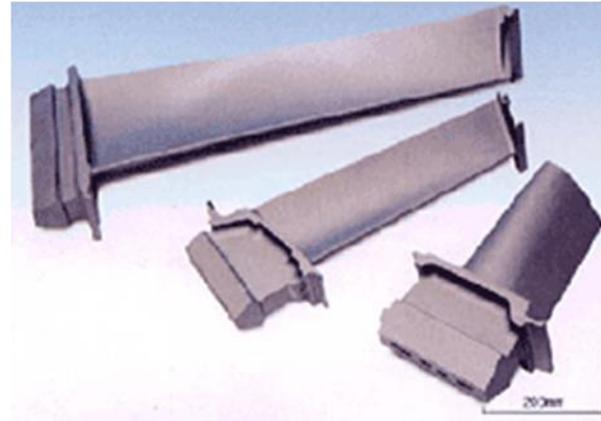
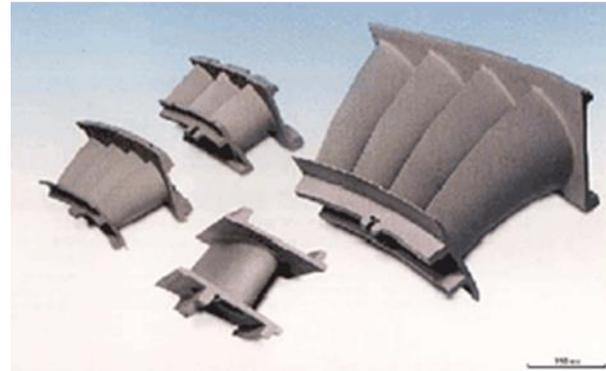
Paletta con rivestimento ceramico raffreddata internamente



Cross-section of TBC



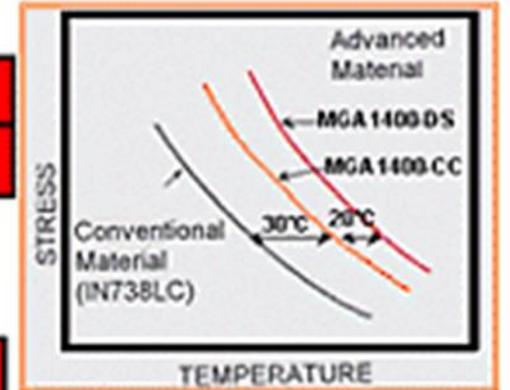
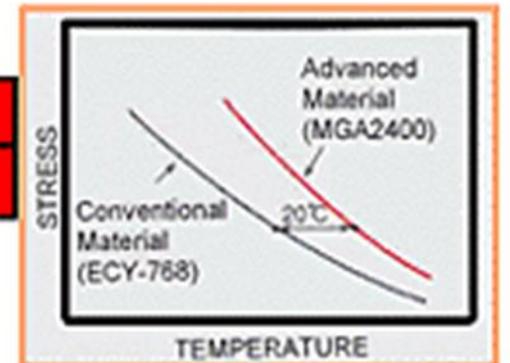
Palette statoriche e rotoriche per TG Upgrading macchine esistenti



Vane	Original	Up-rated
1 stage	ECY-768	MGA2400
2 stage	ECY-768	MGA2400
3 stage	X-45	MGA2400
4 stage	X-45	X-45

Blade	Original	Up-rated
1 stage	IN738LC	MGA1400
2 stage	IN738LC	MGA1400
3 stage	IN738LC	MGA1400
4 stage	U-520	MGA1400

TBC :





Leghe ceramiche nelle TG

Vantaggi

- possibilità di eliminare totalmente i sistemi di raffreddamento delle pale
- possibilità di sopportare temperature operative da 1400 a 2000° C

Svantaggi

- **difficoltà di ordine meccanico: scarsa resistenza
fragilità
assenza di comportamento plastico**

Applicazioni attuali

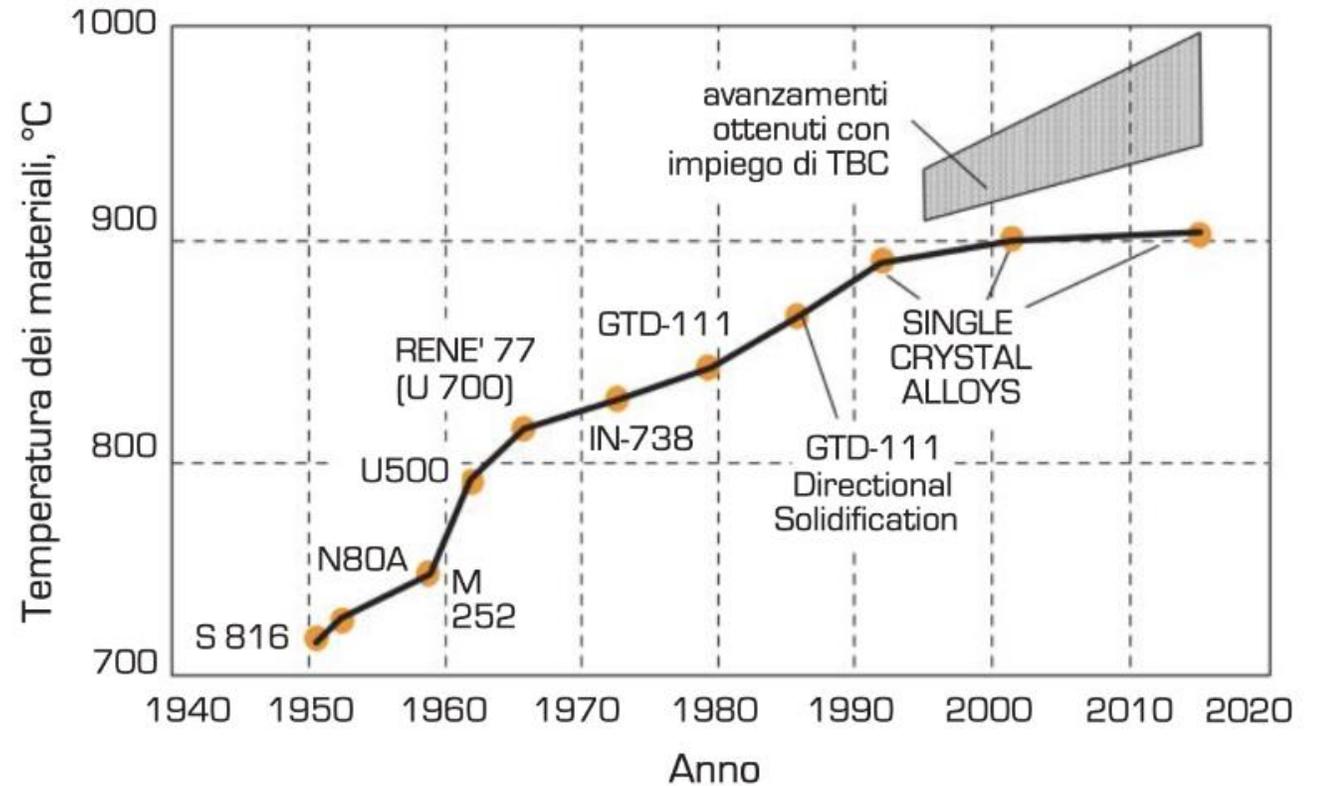
- Rivestimenti non sollecitati meccanicamente (TBC pale statoriche)
- Particolari di piccole dimensioni

Sviluppi futuri

- applicazioni per macchine di piccole dimensioni (1-2 MW) ove sofisticati sistemi di raffreddamento pale e materiali pregiati impedirebbero di raggiungere temperature elevate.

Evoluzione negli anni della temperatura operativa dei materiali impiegati nelle TG

La forte differenza tra motori aeronautici e motori industriali è dovuta alle diverse durate previste per le palette



Temperatura massima del ciclo

COT **Combustor Outlet Temperature**

Temperatura totale media dei gas combusti all'ingresso della schiera statorica
Fisicamente è la temperatura più alta sentita dai materiali anche se perde valore come indice di bontà del ciclo se viene raggiunta a spese di ingenti flussi di raffreddamento

TIT **Turbine Inlet Temperature**

Temperatura totale ottenuta miscelando i gas provenienti dal combustore e l'aria di raffreddamento della prima schiera statorica.

Fisicamente è la temperatura al bordo di ingresso del primo rotore con un arresto isoentropico del flusso dell'elemento più sollecitato della macchina (meccanicamente e termicamente) alla quale il processo termodinamico comincia a compiere lavoro

TIT_{ISO} **ISO Turbine Inlet Temperature**

Temperatura ottenuta miscelando i gas provenienti dal combustore e con tutti i flussi di raffreddamento delle pale della turbina.

*Non ha un significato fisico preciso ed è difficile da calcolare poiché richiede la conoscenza di portate e temperature di tutti i flussi di raffreddamento
Può essere considerata un indice della bontà dei sistemi di raffreddamento anche se non fa differenza tra primo stadio e successivi*



Linea di espansione in stadi refrigerati



L'espansione dei gas nei canali interpalari non è adiabatica:

un notevole flusso termico viene trasferito dal gas al refrigerante interno alla pala;

pertanto:

l'espansione può avvenire con diminuzione di entropia (tratto 0-1)

$\int dQ/T$ può superare il ΔS dovuto alle perdite fluidodinamiche.

(Q è il calore scambiato tra gas e pale)

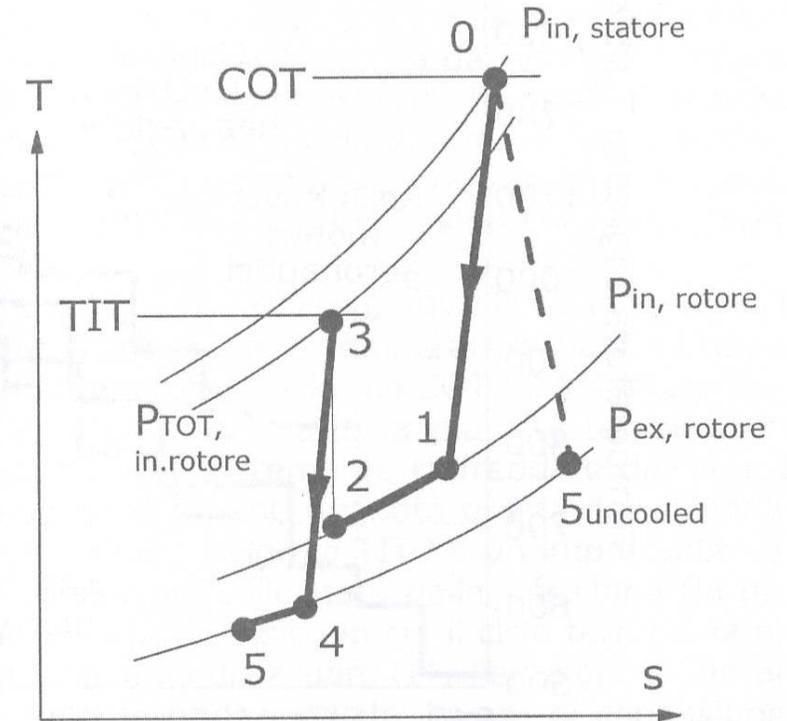


Fig.2.17: Linea di espansione dei gas combusti in uno stadio di turbina raffreddata (0-1-2 per statore, 3-4-5 per rotore). La linea tratteggiata è per uno stadio adiabatico.

Effetti del miscelamento con il refrigerante



- Il miscelamento tra i gas e l'aria di raffreddamento, sia che quest'ultima esca dai fori del film-cooling o dal punto di uscita del canale convettivo (solitamente posto lungo il bordo di uscita della pala). Ha tre effetti importanti sulla linea di espansione:
 - 1. l'aria è più fredda rispetto al gas, quindi diminuisce la temperatura del gas che proseguirà nell'espansione (tratto 1-2 in fig.2.17): si avrà pertanto una riduzione del lavoro estraibile da questo flusso di gas;
 - 2. l'aria ha una velocità inferiore rispetto a quella del flusso di gas: questa dovrà quindi accelerare a scapito della quantità di moto del flusso principale, che perderà altra capacità di lavoro;
 - 3. nel punto di miscelamento si ha una perturbazione del flusso in espansione, con un aumento di perdite fluidodinamiche.

Effetti del miscelamento con il refrigerante

L'aria di raffreddamento subisce importanti perdite di pressione dal punto in cui essa è prelevata (una sezione opportuna del compressore) e il punto in cui è re-immessa nel flusso principale per proseguire nell'espansione:
ciò comporta ovviamente una perdita.



Perdite dell'espansione in pale raffreddate



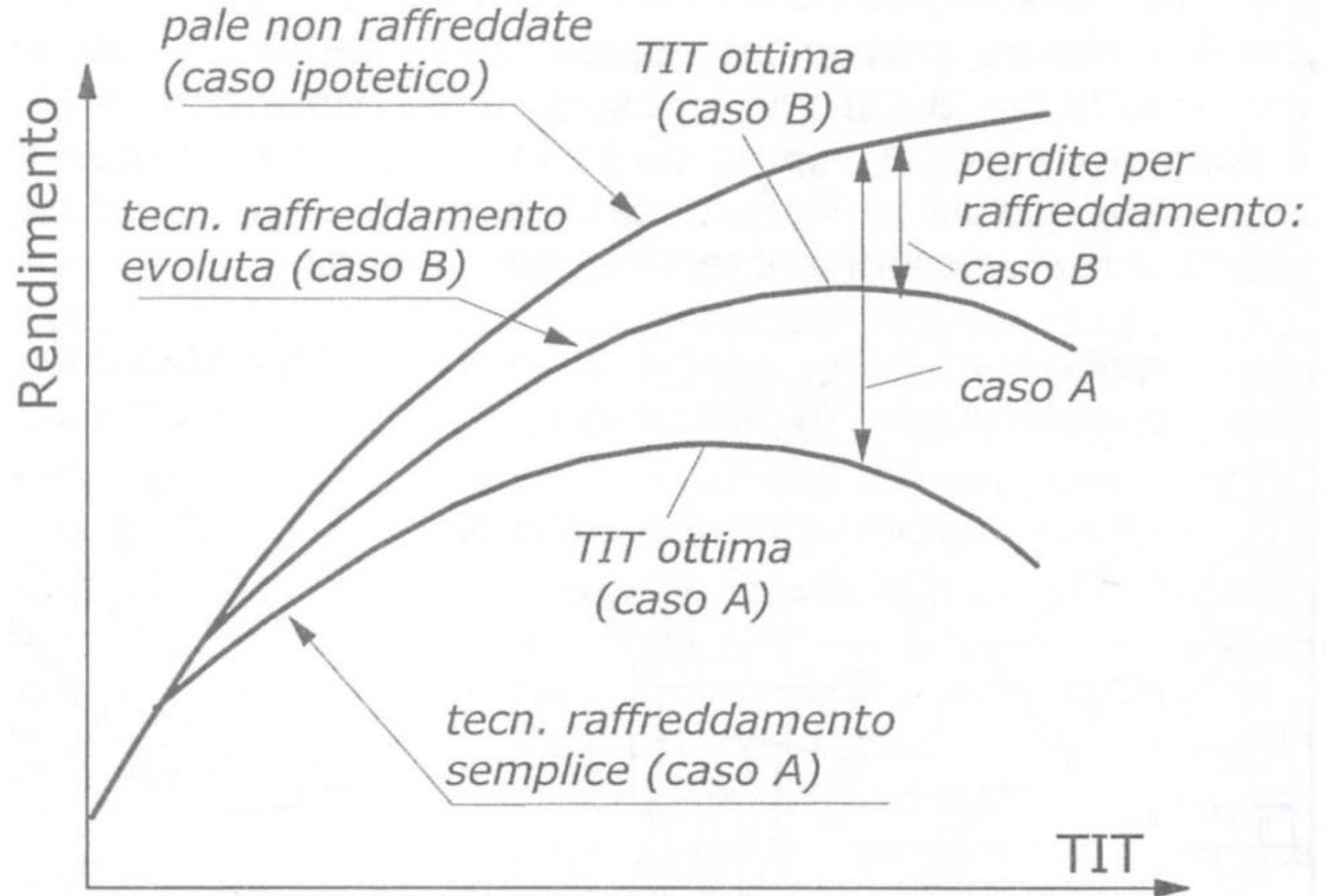
- il raffreddamento comporta delle perdite significative di lavoro e di rendimento del ciclo, rispetto ad una situazione ipotetica in cui si potesse mantenere una stessa TIT con palettature non raffreddate.
- La perdita di lavoro è principalmente causata dallo spostamento dell'espansione verso temperature più moderate e dal fatto che una buona percentuale del flusso (quello di raffreddamento) ha un percorso termodinamico con una produzione di lavoro molto modesta rispetto al flusso che passa dal combustore.
- La perdita di rendimento è giustificata dalle importanti irreversibilità di tutto il processo:
 - (i) scambio di calore a grandi ΔT (è lo scopo del raffreddamento);
 - (ii) miscelamenti tra flussi a temperature molto differenti,
 - (iii) perdite di pressione.

Requisiti Progetto TG con pale raffreddate

- Nella progettazione delle turbine a gas, è fondamentale ricercare il miglior compromesso possibile tra l'incremento di prestazioni reso possibile da una TIT molto elevata e la penalizzazione delle stesse prestazioni causata dagli effetti ora descritti.
- Al crescere della TIT migliora il ciclo termodinamico, ma, per una data tecnologia di raffreddamento, occorre impegnare una portata sempre crescente per mantenere le palettature ad una temperatura accettabile e le perdite connesse crescono di conseguenza.
- Tutto ciò comporta l'esistenza di un valore ottimale di TIT
- Il valore di TIT dipende dalla tecnologia adottata (efficienza del raffreddamento convettivo, presenza del film cooling, materiali, TBC, etc.):
- Un'eccellente tecnologia per il raffreddamento (esempio del caso B in fig.2.18) consente di utilizzare meno aria e quindi di spostare il punto di ottimo delle prestazioni verso TIT più elevate, che è quanto è successo negli anni



Rendimento nelle TG con pale raffreddate



Raffreddamento a circuito chiuso

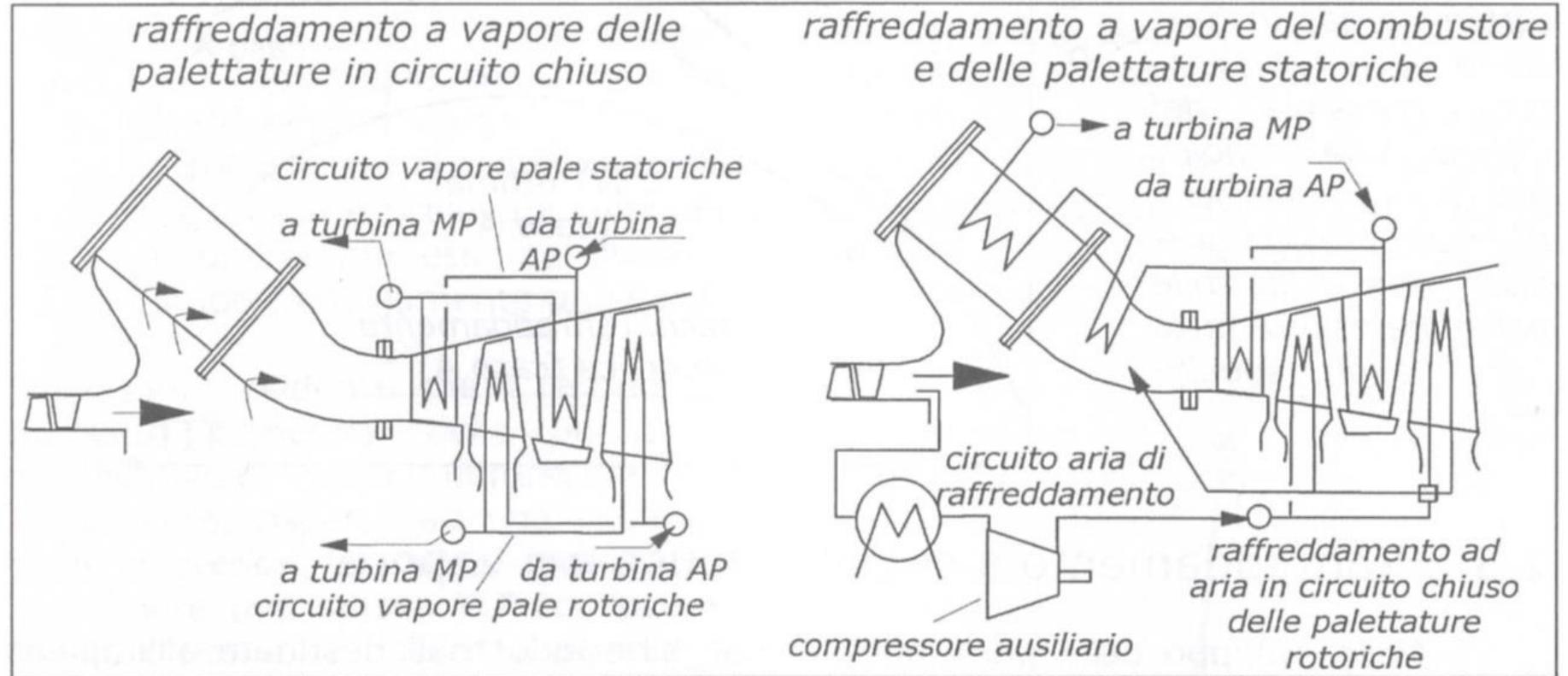
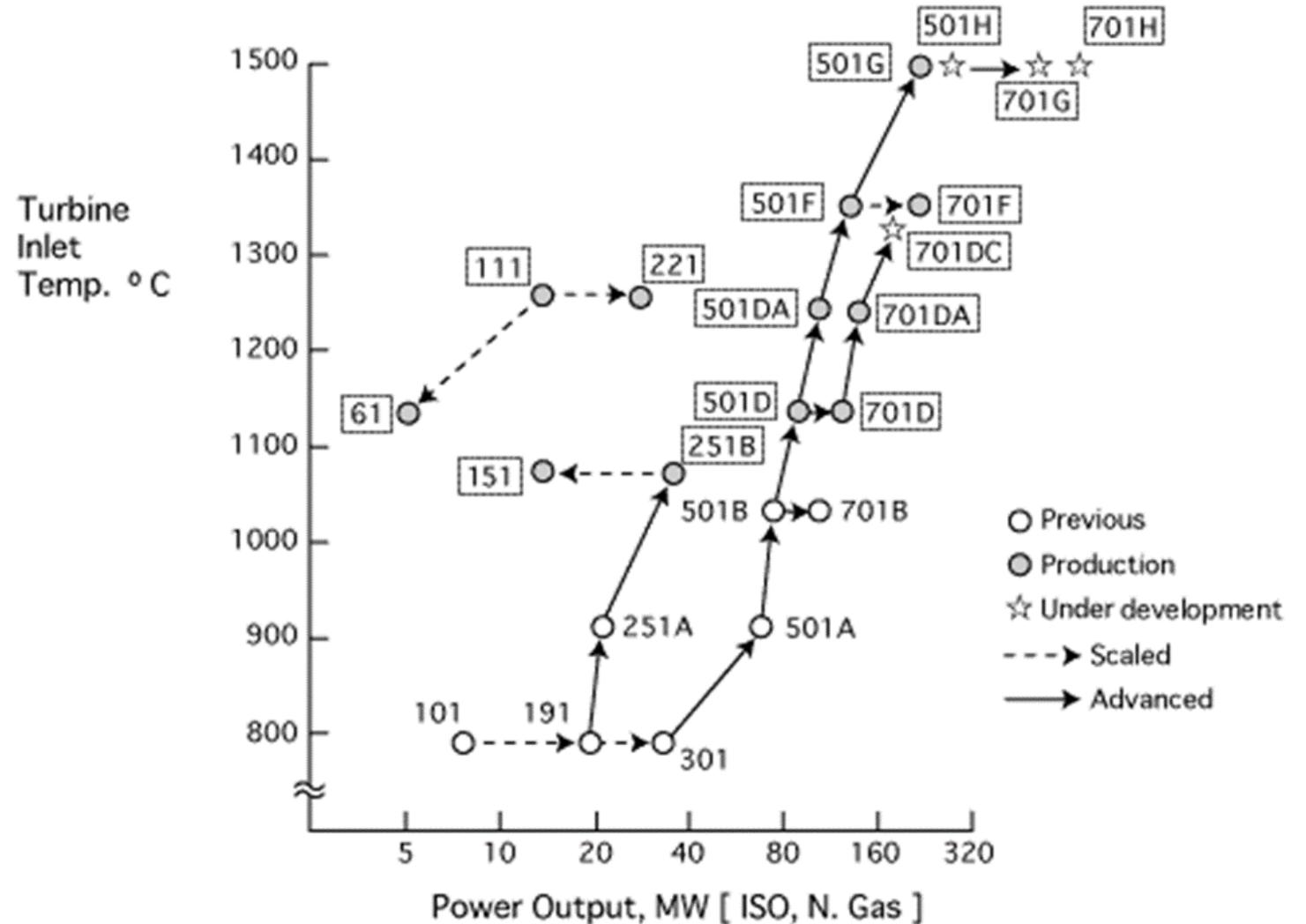


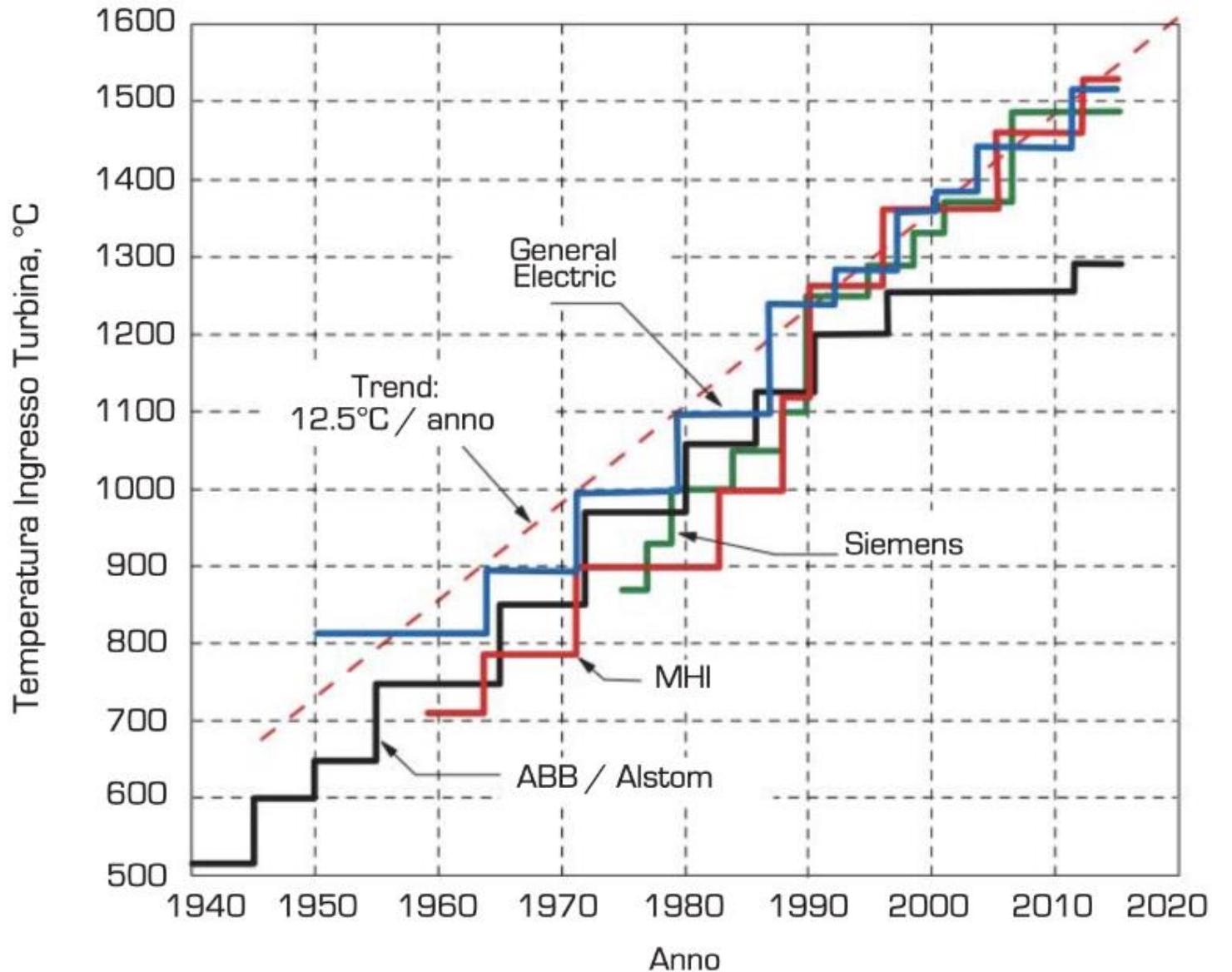
Fig.2.19: Due esempi di sistemi di raffreddamento delle pale della turbina a circuito chiuso a vapore (a sinistra) e con sistema misto aria-vapore (a destra, dove si utilizza il vapore anche per il raffreddamento delle pareti del combustore).

Evoluzione della TIT – TG Mitsubishi

MITSUBISHI GAS TURBINE: DEVELOPMENT



Evoluzione della TIT (altri costruttori)



Perdite nelle turbine

- **Perdite interne**

- sono relative alla trasformazione termodinamica
- modificano lo stato del fluido
- sono esprimibili attraverso il rendimento politropico

- **Perdite esterne**

- incrementano l'assorbimento di potenza meccanica
- l'effetto dissipativo non modifica lo stato del fluido
- sono dovute a cause diverse: attriti meccanici, perdite di calore e di massa, etc.



Perdite interne nelle turbine

- **Perdite di raffreddamento**
 - causate dai processi irreversibili legati al raffreddamento delle parti ad alta temperatura (impiego di aria prelevata dal compressore)
 - l'espansione non è adiabatica e l'entropia diminuisce durante l'espansione
- **perdite di profilo e di incidenza**
 - causate dal passaggio del fluido sulle palettature
 - dipendono dalla sagomatura del profilo, dal suo spessore, dall'angolo di deviazione, dall'angolo di incidenza, dal rapporto passo/corda (t/L), dal numero di Mach
- **perdite legate ai flussi secondari**
 - causate dai moti del fluido in direzione radiale
 - dipendono dal rapporto altezza/corda della pala (b/L) (aspect ratio) (inversamente proporzionali)





Perdite interne nelle turbine/2

- **perdite legate allo sviluppo di strato limite sui bordi esterni** causate dalla interazione del fluido nei canali interpalari (pala, cassa e mozzo)
- **perdite di trafileamento**
 - perdita di fluido tra i giochi esistenti tra parte rotante e fissa
- **perdita allo scarico (in assenza di diffusore)**
 - il numero di Mach del flusso assiale allo scarico è circa 0,4-0,45, la velocità di circa 250 m/s e l'energia cinetica di circa 30 kJ/kg pari a circa il 10% del salto di stadio 300-350 kJ/kg.
 - Il rendimento di un diffusore per TG varia tra 0,5 e 0,7

Perdite esterne nelle Turbine

- **Perdite organiche**
 - potenza assorbita dai cuscinetti
 - potenza assorbita per la lubrificazione(circa 0,5% potenza generata dalla turbina)
- **Perdite di massa**
 - fughe di gas verso l' esterno, specie lungo l' asse(inferiori all' 1% della portata aria all' ingresso in turbina)
- **Perdite di calore**
 - localizzate nelle parti calde della macchina



Rendimenti medi dei generatori elettrici

Le perdite sono:

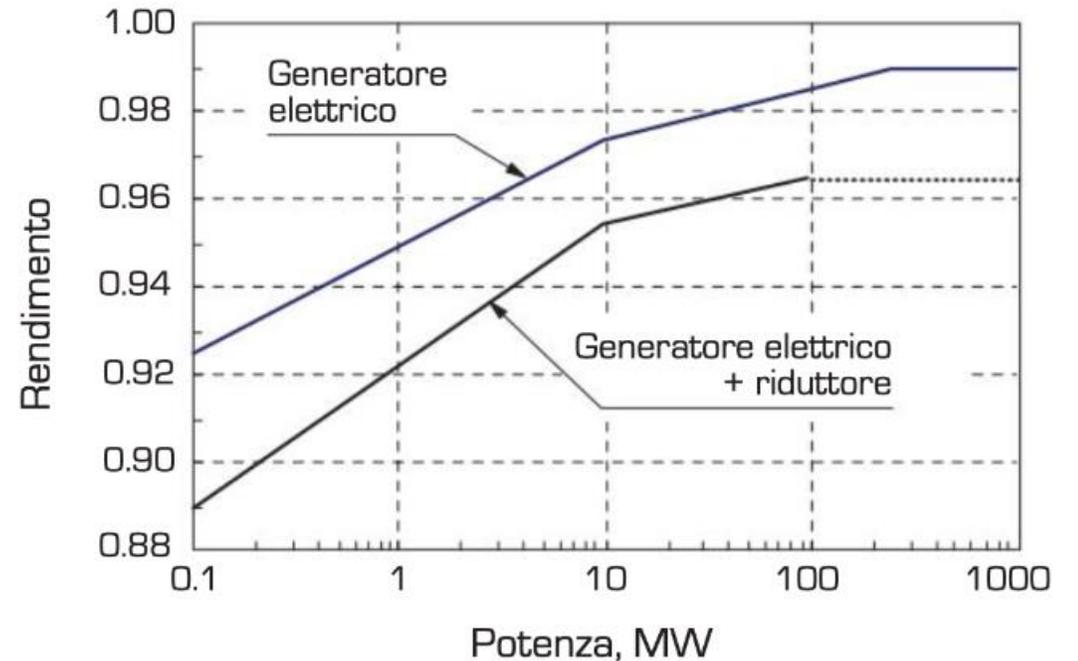
meccaniche:

per rotolamento dei cuscinetti, lubrificazione, etc.

ventilazione:

per assorbimento di potenza causato dall' attrito tra rotore e fluido contenuto nella cassa

elettriche: per la resistenza al passaggio della corrente negli avvolgimenti della macchina



In presenza di un riduttore bisogna tenere conto delle relative perdite : meccaniche e di ventilazione

Advanced Gas Turbine

