# POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale, dell'Autoveicolo e della Produzione

**Corso di Laurea Magistrale**
**in Ingegneria Meccanica**


Tesi di Laurea Magistrale

# Studio di fattibilità di uno scambiatore rigenerativo per impianto TG16

**Relatore**
Prof. Mirko Baratta
**Correlatore**
Prof.ssa Daniela Anna Misul

**Candidato**
Pierluigi Capogna


A.A. 2017/2018

# Indice


**1. INTRODUZIONE ..... 1**

**2. TURBINE A GAS "HEAVY-DUTY" ..... 4**

2.1 Componenti principali ..... 5

2.1.1 Compressore ..... 5

2.1.2 Combustore ..... 8

2.1.3 Espansore ..... 12

2.1.4 Generatore elettrico ..... 13

2.2 Il ciclo ideale ..... 14

2.3 Il ciclo reale ..... 17

2.4 Introduzione alla rigenerazione ..... 21

2.4.1 Analisi termodinamica dell'effetto della rigenerazione ..... 22

2.5 Rigenerazione: Stato dell'arte ..... 25

**3. PRESENTAZIONE AZIENDA: ETHOS ENERGY S.p.A. ..... 29**

**4. PRESENTAZIONE ATTIVITÀ ..... 32**

4.1 Fasi e obiettivi dello studio ..... 34

4.2 Software utilizzato per la stima delle prestazioni: CW4145 ..... 36

4.2.1 Curve caratteristiche di un compressore ..... 38

4.2.2 Curve caratteristiche delle turbine ..... 39

4.2.3 Matching delle due caratteristiche di funzionamento ..... 41

4.3 Software utilizzato per la modellazione ottimale della geometria dello scambiatore di calore: Aspen EDR ..... 43

**5. ANALISI PRESTAZIONALE DELL'UNITA TG16 A CICLO BASE E A CICLO RIGENERATIVO ..... 45**

5.1 Tuning del modello sui dati di targa TG16 ..... 45

5.2 Applicazione del modello alla TG16R ..... 48

5.2.1 Risultato applicazione modello su TG16R ..... 50

5.3 Confronto delle prestazioni a pieni giri ..... 51

**6. SCAMBIATORI DI CALORE A FASCIO TUBIERO "SHELL AND TUBE" ..... 51**

6.1 Nomenclatura e classifficazioni secondo TEMA ..... 52

6.1.1 Caratteristiche costruttive mantello e testate ..... 54

6.1.2 Caratteristiche costruttive gruppo fascio tubiero ..... 55

6.1.3 Problematiche relative al funzionamento ..... 57

**7. STUDIO PRELIMINARE DI DIMENSIONAMENTO DELLO SCAMBIATORE ..... 59**

7.1 Dimensionamento mediante metodo LMTD ..... 60

**8. MODELLAZIONE DELLO SCAMBIATORE SHELL AND TUBE CON ASPEN EDR .. 65**
8.1 Shell and Tube con efficienza di rigenerazione pari al 87% ..... 65
8.1.1 Geometria BEM ..... 68
8.1.2 Geometria CFN ..... 72
8.2 Confronto BEM vs CFN ..... 75
8.3 Shell and Tube con efficienza di rigenerazione pari al 75% ..... 75
8.3.1 Confronto geometrie BEM vs CFN ..... 77
**9. STIMA DEL PAY BACK PERIOD ..... 78**
9.1 Valutazione dei flussi monetari annui ..... 78
9.2 Calcolo del flusso di cassa annuo e stima del Pay back period nei due casi studio ..... 81
9.2.1 Caso 1: Efficienza di rigenerazione 87% ..... 81
9.2.2 Caso 2: Efficienza di rigenerazione 75% ..... 82
**10. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI ..... 83**
**BIBLIOGRAFIA ..... 85**
**RINGRAZIAMENTI ..... 86**

# INDICE DELLE TABELLE:

Tabella 1: “Monoalbero per azionamento di generatori elettrici per servizio di base” 4/5/1972, dati FIAT [11] ..... 32
Tabella 2: Dimensioni unità TG16 [11] ..... 33
Tabella 3: "Bialbero per azionamento di macchine operatriciI” 27/8/1971, dati FIAT [11]..... 33
Tabella 4: Confronto parametri prestazionali TG5B-TG5BR..... 34
Tabella 5: “Monoalbero per azionamento di generatori elettrici per servizio di base” 4/5/1972, dati FIAT [11] ..... 45
Tabella 6: % molare elementi in aria secca..... 46
Tabella 7: Confronto dati di targa VS dati simulati ..... 48
Tabella 8: Dati estratti dallo studio condotto da Westinghouse [11] ..... 48
Tabella 9: Confronto dati di targa VS dati simulati ..... 50
Tabella 10: Confronto prestazioni a pieno regime di rotazione ..... 51
Tabella 11: Prestazioni al variare dell'efficienza di rigenerazione..... 62
Tabella 12: Dati di input Aspen EDR..... 65
Tabella 13: %Volume elementi in aria secca ..... 66
Tabella 14: %Volume elementi nei gas combusti..... 66
Tabella 15: Tema sheet scambiatore BEM..... 69
Tabella 16: Tema sheet scambiatore CFN..... 73
Tabella 17: Confronto geometria BEM vs CFN..... 75
Tabella 18: Dati di input Aspen EDR..... 76
Tabella 19: %Volume elementi in aria secca ..... 76
Tabella 20: %Volume elementi nei gas combusti..... 76
Tabella 21: Confronto geometria BEM vs CFN..... 77
Tabella 22: Costi aggiuntivi legati allo scambiatore ..... 78
Tabella 23: Grandezze di riferimento TG16 per il calcolo del flusso di cassa annuo..... 79
Tabella 24: Costo annuo del combustibile TG16..... 79
Tabella 25: Energia prodotta su base annua TG16..... 79
Tabella 26: Costo combustibile e produzione di energia annui per TG16R con ε =0,87..... 80
Tabella 27: Tabella 26: Costo combustibile e produzione di energia annui per TG16R con ε =0,75... 80
Tabella 28: Flusso di cassa annuo TG16R ε = 0,87 ..... 81
Tabella 29: Pay back period Scambiatore ε = 0,87 ..... 81
Tabella 30: Flusso di cassa annuo TG16R ε = 0,75 ..... 82
Tabella 31: Pay back period Scambiatore ε = 0,75 ..... 82

# INDICE DELLE FIGURE:

Figura 1: Quadro energetico a livello mondiale [1] ..... 1
Figura 2: Quadro energetico a livello mondiale [1] ..... 2
Figura 3: Schema di impianto di turbina a gas [2] ..... 3
Figura 4 Turbogas monoalbero, componenti principali [3] ..... 4
Figura 5:Girante di un turbocompressore centrifugo [3] ..... 5
Figura 6:Ricircolo toroidale zona primaria [4] ..... 9
Figura 7: Configurazione costruttiva di un liner [3] ..... 10
Figura 8: Camera di combustione con le tre zone [4] ..... 10
Figura 9: Combustore anulare Rolls Royce RR211 [4] ..... 11
Figura 10: Andamento velocità relativa e pressione tra ingresso e uscita schiera rotorica [5] ..... 12
Figura 11: Ciclo termodinamico ideale di un impianto di turbina a gas con commustione a pressione costante [5] ..... 15
Figura 12: Andamento ηid in funzione di β e k [5] ..... 16
Figura 13:Ciclo termodinamico reale di un impianto di turbina a gas [5] ..... 17
Figura 14: Schema di impianto rigenerativo Mercury 50 [6] ..... 21
Figura 15: Schema di turbina a gas rigenerativo [5] ..... 22
Figura 16: Ciclo ideal di un impianto di turbina agas rigenerativo [5] ..... 23
Figura 17: Ciclo reale di un impianto di turbin a gas rigenerativo [5] ..... 24
Figura 18:Turbina AE-T100 NG [7] ..... 25
Figura 19: Principali dati prestazionali AE-T100 NG [7] ..... 26
Figura 20: Moduli di potenza C1000 [8] ..... 27
Figura 21:Tipico modulo da 200 kW di una C1000 [8] ..... 27
Figura 22: Principali dai prestazionali C1000 [8] ..... 28
Figura 23: Mercury 50 Solar Turbine [6] ..... 28
Figura 24: Principali dati prestazionali Mercury 50 [6] ..... 28
Figura 25: Stabilimenti Ethos Energy a livello mondiale [11] ..... 29
Figura 26: Stabilimento a Torino ..... 30
Figura 27: Mappa compressore di una W191 ..... 37
Figura 28: Ciclo iterativo utilizzato dal software CW4145 ..... 37
Figura 29: Curve caratteristiche di un compressore assiale [9] ..... 38
Figura 30: Curve caratteristiche di un compressore assiale con palettature statoriche a calettamento variabile [9] ..... 39
Figura 31: Curve caratteristiche di una turbina [9] ..... 40

Figura 32: Caratteristica della turbina sul piano del compressore [10] ..... 42
Figura 33: Aspen EDR, tipologie di scambiatore ..... 43
Figura 34:Scheda di output: Punti termodinamici ..... 47
Figura 35: Scheda di output, valori prestazionali ..... 47
Figura 36: Studio condotto da Westinghouse, Potenza e HR in funzione della temperatura ambiente [11] ..... 49
Figura 37: Scambiatori di calore Shell and Tube [12] ..... 52
Figura 38: Classificazione scambiatori secondo TEMA [13] ..... 53
Figura 39: Stress termici scambiatori [13] ..... 54
Figura 40: Gruppo fascio tubiero [13] ..... 56
Figura 41: Problema del fouling [13] ..... 57
Figura 42: Distribuzione non uniforme del flusso [13] ..... 58
Figura 43: Schema impianto rigenerativo di riferimento ..... 59
Figura 44:Esempio andamenti R, S per il calcolo del fattore di correzione F in scambiatore 2/4 [14]. 60
Figura 45: Andamento rendimento globale e area di scambio globale in funzione dell'efficienza di rigenerazione ..... 63
Figura 46: Andamento rendimento globale e lunghezza scambiatore in funzione dell'efficienza di rigenerazione ..... 64
Figura 47: Designazione TEMA [13] ..... 67
Figura 48: Vista longitudinale scambiatore BEM ..... 68
Figura 49: Vista frontale scambiatore BEM, fascio tubiero ..... 68
Figura 50: Andamenti di temperatura lato mantello (TS) e lato tubi (SS) lungo il percorso dello scambiatore ..... 70
Figura 51: Andamenti di temperatura lato mantello (SS) e lato tubi (TS) rispettoalla potenza termica scambiata ..... 71
Figura 52: Vista longitudinale scambiatore CFN ..... 72
Figura 53: Vista frontale scambiatore CFN, fascio tubiero ..... 72
Figura 54: Andamenti di temperatura lato tubi (TS) e lato mantello (SS) lungo il percorso dello scambiatore ..... 74

# 1. INTRODUZIONE

## Il contesto energetico mondiale

L'attuale società vive la contraddizione tra i vantaggi che il progresso le assicura e il degrado dell'ambiente derivante dallo sfruttamento delle risorse che non possono essere rinnovate con la stessa velocità con la quale sono utilizzate. Ciò è dovuto al fatto che la domanda mondiale di energia è in rapida crescita a causa dei moderni standard di vita e dell'aumento della popolazione, secondo alcune previsioni, infatti, tra il 2010 e il 2030 il consumo di energia mondiale aumenterà del 3,9% con una crescita media dell'1,6% l'anno.

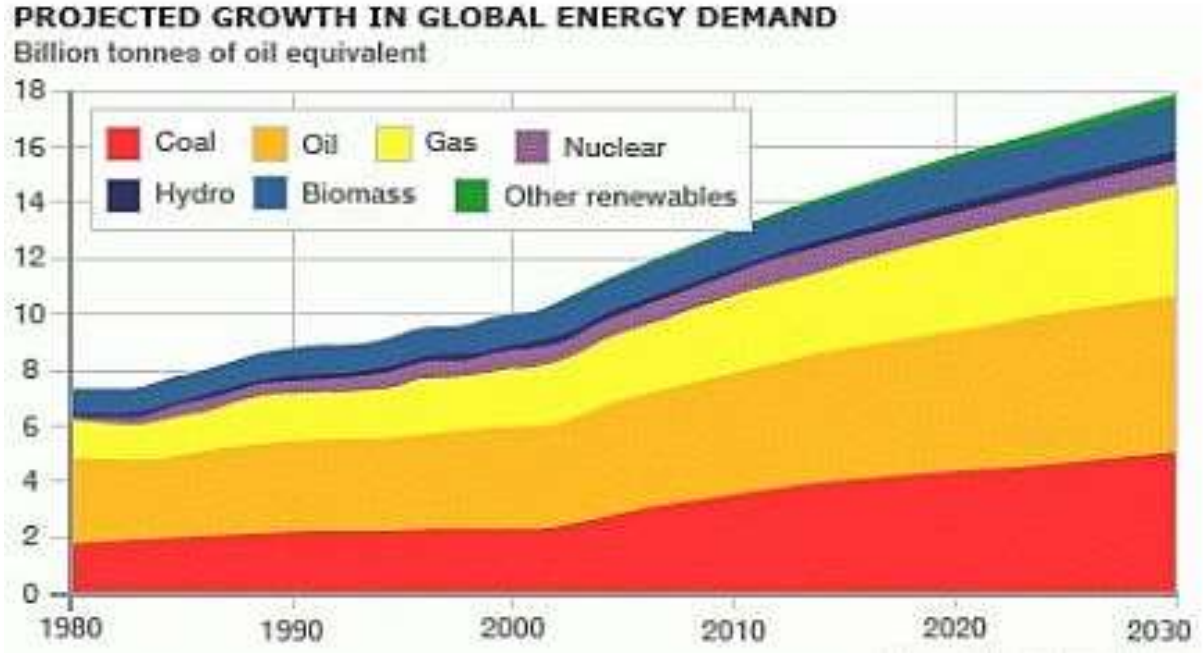



Figura 1: Quadro energetico a livello mondiale [1]

Per quel che concerne l'utilizzo dei singoli combustibili fossili si profila questa situazione: l'impiego di petrolio, gas naturale e carbone passerà dall'82% nell'anno 2010 al 79% nel 2025 e al 77% nel 2040 anche se tali combustibili continueranno a coprire più di un terzo del fabbisogno mondiale.

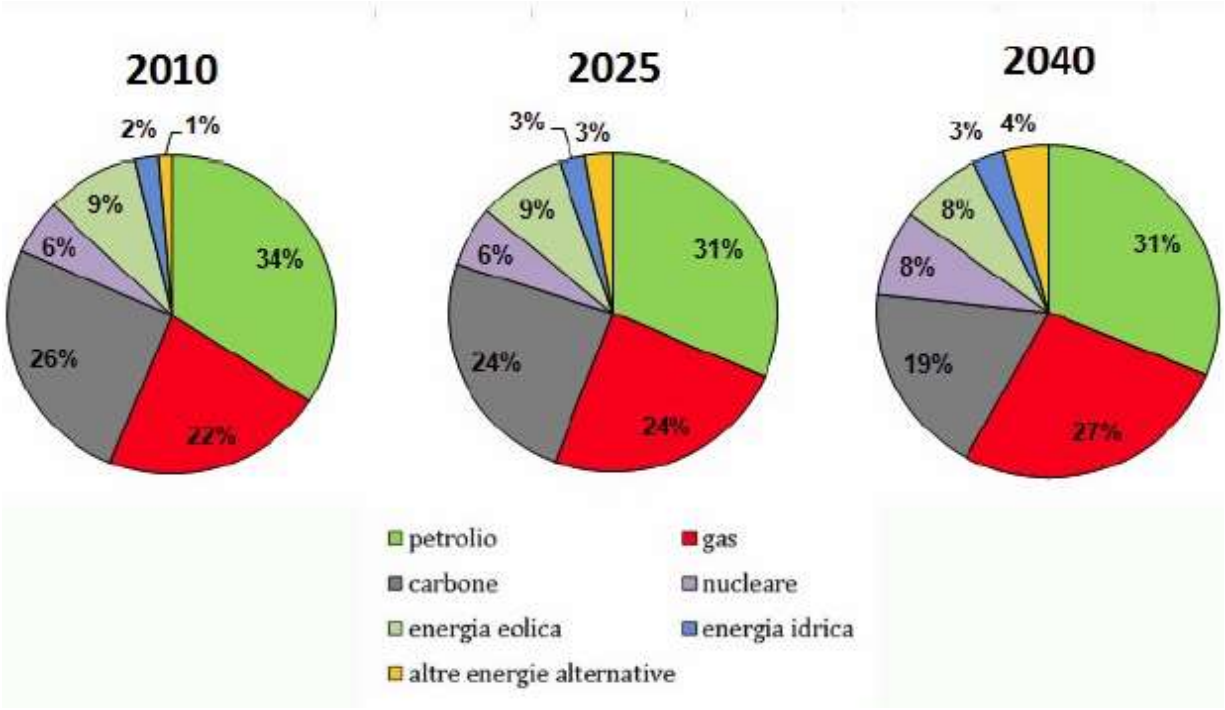



Figura 2: Quadro energetico a livello mondiale [1]

Per far fronte a tale aumento di richiesta energetica, negli ultimi anni sono state adottate politiche e misure finalizzate alla promozione dell'efficienza energetica, allo sviluppo delle fonti rinnovabili di energia e delle tecnologie innovative per la riduzione delle emissioni di gas serra (in particolare $CO_2$). È dunque necessario ridurre il consumo di combustibili fossili e utilizzare fonti di energia pulite ovvero "emission free". L'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili sebbene produce un inquinamento ambientale del tutto trascurabile è condizionato dalla loro natura intermittente che impedisce di prevedere la quantità di energia producibile e dall'impossibilità di non poter garantire grandi potenze in maniera stabile nel tempo. Inoltre il loro uso è spesso ancora ostacolato da elevati costi iniziali di investimento rispetto agli impianti convenzionali.

Dopo aver fatto una panoramica della situazione energetica mondiale è importante considerare che l'energia elettrica può essere prodotta da sistemi di generazione basati sull'utilizzo di combustibili fossili come avviene nelle turbine a gas GT (gas turbine). Questi tipi di impianti sono i cosiddetti "heavy-duty" ossia impianti progettati per la generazione di potenza elettrica. Sono oggi disponibili macchine con potenze che vanno da qualche centinaio di kW fino a oltre 240 MW, con rendimenti che possono superare il 40% in ciclo semplice e raggiungere il 60%

in ciclo combinato in cui la generazione di energia elettrica è ottenuta sia da alternatori mossi da turbine a gas, sia da generatori mossi da turbine a vapore.

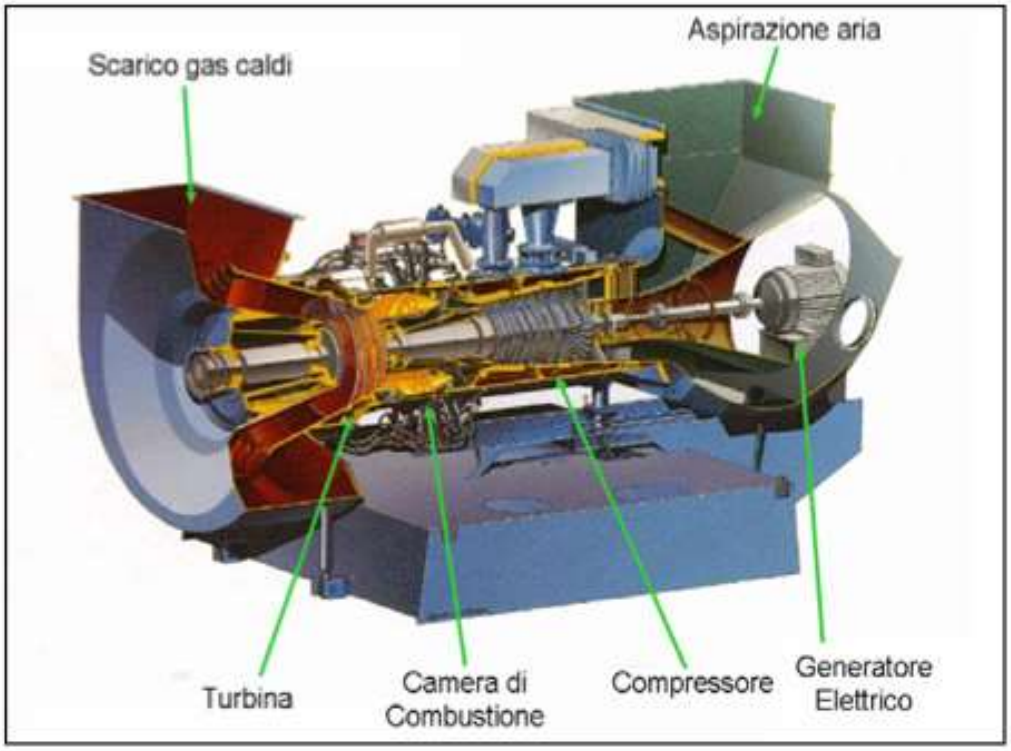



Figura 3: Schema di impianto di turbina a gas [2]

Accanto a queste caratteristiche positive di tipo prestazionale, vanno poi segnalati altri importanti aspetti: abbondante disponibilità commerciali di tali turbine, rapida velocità con la quale si ottiene il funzionamento a regime, basse emissioni di agenti inquinanti, grande flessibilità di utilizzo della turbina a gas che consente il suo impiego in un'ampia gamma di configurazioni impiantistiche ed in particolare nei cicli cogenerativi per applicazioni industriali e civili.

# 2. TURBINE A GAS “HEAVY-DUTY”

La turbina a gas per la produzione di potenza elettrica è una macchina endotermica rotante in cui si realizza un flusso continuo del fluido operativo. Lo schema costitutivo di base prevede tre macchine fondamentali: il compressore, il combustore e l’espansore. Nel momento in cui si utilizza tale tecnologia per la produzione di energia elettrica allora la turbina è collegata ad un generatore elettrico. Nata per scopi principalmente aereonautici, negli ultimi anni le turbine industriali hanno raggiunto tecnologie avanzate in grado di affermare questa tecnologia come una delle più efficaci nel campo della produzione di energia elettrica.

Per macchine cosiddette “heavy-duty” o “industriali” si intendono macchine progettate appositamente per l’impiego stazionario e non derivate da unità aeronautiche. Le macchine “heavy-duty” hanno tutti gli stadi disposti su un unico albero, la cui velocità di rotazione varia da 3000 a 20 – 30’000 RPM, a seconda della taglia della macchina. La velocità angolare di 3000 RPM, che consente un accoppiamento diretto all’alternatore in una rete elettrica a 50 Hz, è possibile solo per macchine molto grandi, con potenze da 50-60 MWel in su.

La velocità di 3000 RPM stabilisce oggi la taglia massima delle turbine a gas: i limiti di resistenza meccanica delle pale del compressore impongono infatti una massima velocità periferica di 500 m/s all’apice, quindi un diametro massimo, quindi una massima sezione frontale e dunque una massima portata d’aria.

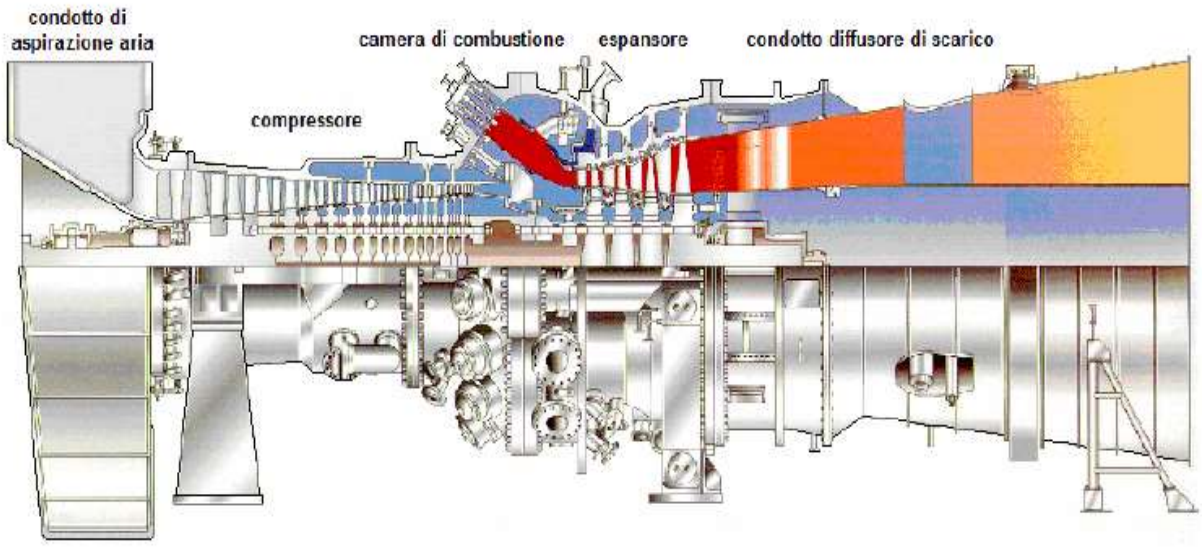



Figura 4 Turbogas monoalbero, componenti principali [3]

## 2.1 **Componenti principali**

Vengono di seguito riportate delle descrizioni con le caratterisitche peculiari di ciascuna unità che compone un impianto di turbina a gas.
In particolare:

- Compressore;
- Combustore;
- Espansore;
- Generatore elettrico.

### 2.1.1 **Compressore**

Il compressore di una turbina a gas è sempre trascinato direttamente dall'espansore, mediante collegamento meccanico. Si tratta quasi sempre di un compressore assiale in quanto questo garantisce migliori rendimenti e una maggiore portata volumetrica rispetto ad uno centrifugo. I rapporti di compressione delle turbine a gas sono tali da richiedere un numero di stadi che varia da 10 a 20.

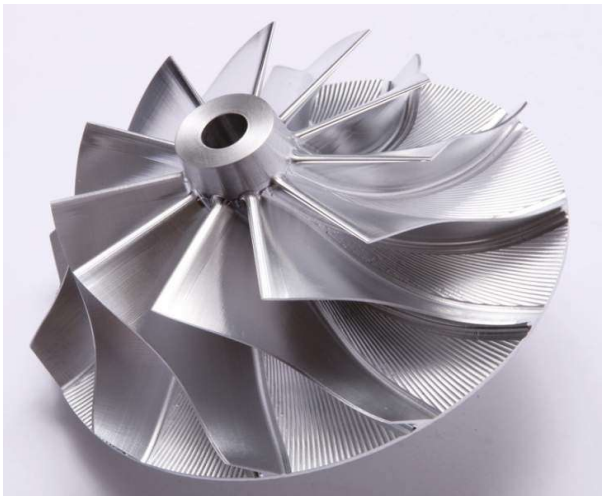


Figura 5:Girante di un turbocompressore centrifugo [3]

Trattandosi di macchine molto caricate aerodinamicamente, con molti stadi transonici, la curva caratteristica di tali macchine è sempre praticamente verticale, cioè a portata volumetrica costante. Ai fini della regolazione della potenza, è diffusa l'adozione di palettature statoriche ad angolo di calettamento variabile, in modo da consentire una significativa variazione della

portata d'aria a numero di giri costante, nel rispetto della problematica di stallo e del pompaggio.

La progettazione del compressore è uno dei passi più impegnativi e dispendiosi nello sviluppo di una turbina a gas. La problematica fluidodinamica è di grandissima complessità. Tale componente è una macchina costituzionalmente molto rigida, ovvero per nulla adatta ad operare in condizioni variabili in termini di portata e rapporto di compressione.
Dal punto di vista della termodinamica del ciclo, il compressore è luogo d'importanti perdite di rendimento. Sono presenti due tipi di perdite: le "interne" relative alla trasformazione termodinamica che comportano una modifica dello stato del fluido volvente; le "esterne" sono responsabili di assorbimenti di potenza meccanica, ma l'effetto dissipativo non è raccolto dal fluido di lavoro.

Le perdite fluidodinamiche (interne) sono causate principalmente dai seguenti fenomeni:

- Perdite di profilo e d'incidenza, causate dal passaggio del fluido sulle palettature per effetto del loro coefficiente di resistenza
- Perdite legate ai flussi secondari, cioè ai moti vorticosi del fluido in direzione raiale, indotti dalla presenza dei bordi;
- Perdite legate allo sviluppo dello strato limite sui bordi esterni del compressore (cassa e mozzo);
- Perdite di trafilamento, causate dai giochi esistenti tra la parte rotante e quella fissa, tipicamente all'apice delle palette rotoriche.

Per quanto riguarda le perdite esterne, queste sono causate dai seguenti fattori:

- Perdite organiche (potenza assorbita dai cuscinetti e dai vari organi ausiliari);
- Perdite di massa (trafilamenti di aria compressa verso l'esterno);
- Perdite di calore verso l'esterno.

Una perdita importante, connessa al compressore, ha sede nel filtro di aspirazione e nei canali di adduzione dell'aria all'aspirazione del compressore. Nelle installazioni, si tratta di una perdita di carico dell'ordine di 1 kPa rispetto alla pressione ambiente. Filtrare l'aria è di fondamentale importanza sia per diminuire lo sporcamento e sia per evitare effetti di erosione

delle pale, fenomeni entrambi che inficiano sulle prestazioni della macchina. In ogni caso, sono necessarie frequenti operazioni di lavaggio del compressore, anche durante il funzionamento.
Il lavoro che il compressore fornisce al fluido può essere valutato applicando il I principio della termodinamica in forma meccanica, considerando valida l'ipotesi per cui la compressione del gas sia rappresentabile mediante una politropica di esponente m:

$$L_c = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)$$

$$L_c - L_w = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)$$

Dove $T_1$ è la temperatura del fluido in ingresso compressore, $\beta$ il rapporto di compressione pari al rapporto tra la pressione di uscita e la pressione in ingresso nel compressore e k è una costante caratteristica del gas (pari ad 1,4 se si considera aria come un gas perfetto biatomico). Trattandosi di una turbomacchina, gli scambi termici risultano essere trascurabili a causa delle elevate velocità del fluido ($Q_e \approx 0$), mentre il lavoro delle resistenze passive $L_w$ deve essere considerato.
Per tenere conto di tutte le perdite suddette, si definiscono i seguenti rendimenti:

- Rendimento isoentropico, pari al rapporto tra il lavoro minimo di una compressione adiabatica reversibile, $(L_i)_{ad}$, ed il lavoro effettivo, $L_i$:

$$\eta_{ad} = \frac{(L_i)_{ad}}{L_i}$$

- Rendimento politropico direttamente calcolabile conoscendo la natura del gas e l'esponente m della politropica:

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{m-1}{m}\frac{k-1}{k}$$

- Rendimento volumetrico, il quale tiene conto delle piccole quantità di gas che rifluiscono nell'ambiente di aspirazione attraverso i giochi presenti tra le parti fisse e le

parti mobili della macchina. Detta G la portata aspirata e ΔG quella di riflusso, tale rendimento è così calcolabile:

$$\eta_v = \frac{G}{G+\Delta G}$$

- Rendimento meccanico, pari al rapporto tra la potenza fornita al fluido e quella disponibile all'albero:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a}$$

### 2.1.2 **Combustore**

Il combustore provvede ad innalzare la temperatura del fluido motore, prima che questo entri in turbina, mediante il calore liberato dalle reazioni di ossidazione del combustibile. Poiché esiste un limite tecnologico alla temperatura massima del ciclo, $T_3$, la quantità di combustibile necessaria è notevolmente inferiore a quella necessaria per ottenere una combustione stechiometrica dell'aria uscente dal compressore, perché in questo caso si raggiungerebbero temperature notevolmente al di sopra del limite tecnologico dei materiali. I combustori per turbine a gas hanno la particolarità di operare in condizioni estreme:

- elevate temperature di ingresso;
- alta pressione e flusso in ingresso ad alta velocità.

Dunque un combustore GT deve essere dotato delle seguenti caratteristiche:

- elevata efficienza di combustione;
- sistema di accensione affidabili;
- ampio limite di stabilità;
- basse perdite di carico;
- adeguato profilo di temperatura all'uscita della camera e basse emissioni.

Poiché le turbine a gas sono motori a combustione interna, i gas combusti partecipano direttamente al ciclo termodinamico ed è pertanto necessario prestare molta attenzione alla scelta del combustibile in modo che questi siano il meno possibile aggressivi nei confronti della

turbina, in modo da scongiurare fenomeni come la corrosione, l'erosione, lo sporcamento e l'intasamento.

Nel seguito si prenderanno in considerazione impianti alimentati a gas naturale, con il conseguente utilizzo di combustori tradizionali.

In questo tipo di combustori, mantenere la combustione in presenza di grandi eccessi di aria può risultare problematico, infatti esiste un limite inferiore di infiammabilità di una miscela aria/combustibile, ossia la concentrazione di combustibile al di sotto della quale la fiamma non riesce a mantenersi e a propagarsi in modo corretto. Per scongiurare l'insorgere di tale fenomeno, la camera di combustione è divisa in tre zone, analizzate nel seguito.

In una prima zona, detta zona primaria, affluisce solo una parte dell'aria comburente, in modo da realizzarvi un corretto rapporto aria/combustibile, non lontano da quello stechiometrico o comunque tale da garantire il superamento del limite di infiammabilità. La funzione di questa zona è di ancorare la fiamma fornendo tempo sufficiente, temperatura e turbolenza per una combustione completa.

Tale funzionalità è conseguita mediante la creazione di un ricircolo toroidale mediante lo swirler e l'iniezione di aria tramite dei fori posizionati a monte sul liner.

L'obbiettivo è quello di ricircolare parte dei prodotti caldi della combustione, in modo da raggiungere la temperatura necessaria per l'accensione della miscela fresca all'uscita del bruciatore.

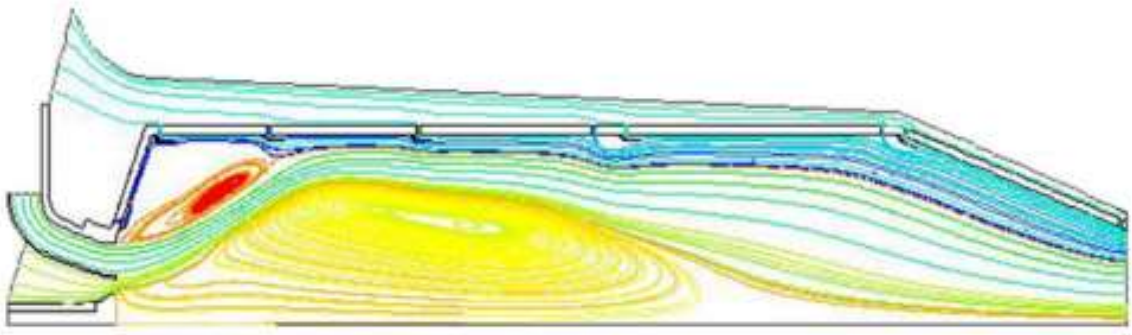


Figura 6: Ricircolo toroidale zona primaria [4]

La rimanente portata d'aria verrà man mano aggiunta nella zona secondaria, dove completa l'ossidazione del combustibile, essendo la temperatura ancora sufficientemente elevata da mantenere attive le reazioni chimiche.

Infine il fluido raggiunge la terza zona, detta zona di diluizione, chimicamente inerte, dove l'aria viene aggiunta per abbattere la temperatura dei gas combusti fino al valore desiderato per iniziare l'espansione in turbina.

Questa suddivisione è realizzata con un "liner", ovvero un cilindro forato, che contiene dapprima la fiamma e permette quindi il passaggio dell'aria di diluizione attraverso i suoi fori.

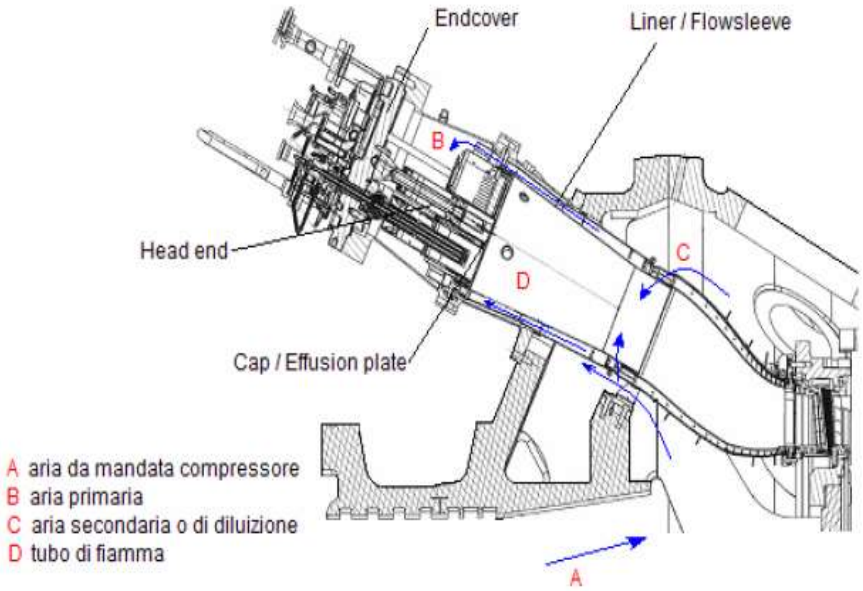



Figura 7: Configurazione costruttiva di un liner [3]

Il liner è raffreddato al suo esterno dal flusso d'aria di diluizione: questa portata ha inoltre l'importante funzione di isolare termicamente la zona di fiamma dalle pareti esterne del combustore.

Il liner è sottoposto ad intense sollecitazioni termiche, trovandosi a contatto con la fiamma: essendo realizzato in materiale metallico, necessita di un'azione di raffreddante estremamente vigorosa da parte dell'aria di diluizione. La sua superficie è caratterizzata da fori e canalizzazioni che hanno lo scopo di innalzare lo scambio convettivo e di creare film e getti di aria fresca tale da mantenere la parete metallica a temperature sopportabili dal materiale.

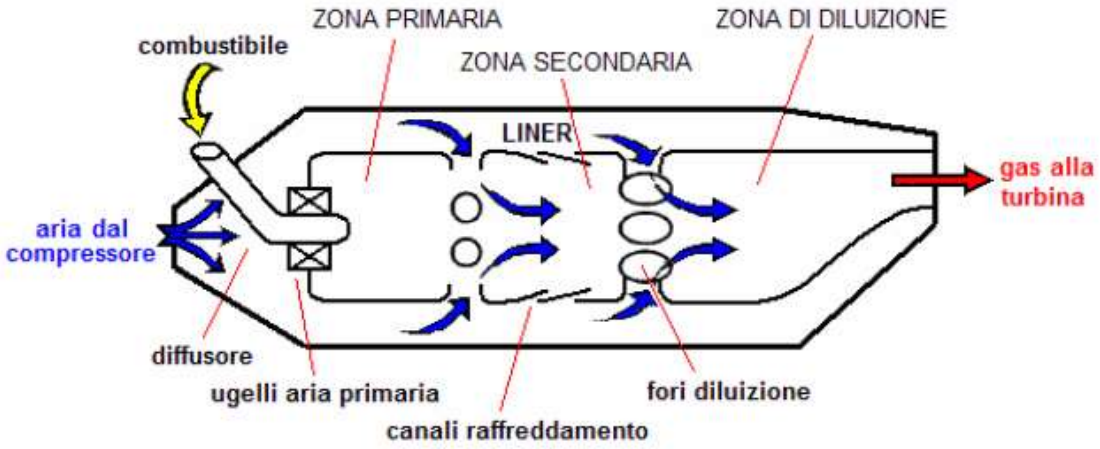



Figura 8: Camera di combustione con le tre zone [4]

Sono tre i fondamentali tipi di combustori che seguono il principio di funzionamento sopra esposto, si differenziano in base alla forma del liner:

- Il combustore anulare, detto così perché il liner costituisce un anello che collega direttamente l'uscita del compressore con l'ingresso della turbina. La geometria di questo tipo di combustore è molto compatta, con minime perdite di carico, ed è adottata soprattutto nei motori aeronautici.
- Il combustore monotubolare è il sistema più semplice, con una sola camera di combustione sistemata esternamente, rispetto al corpo della macchina. A causa di questa soluzione costruttiva, le perdite di carico sono elevate e necessita di un condotto di adduzione dei gas caldi alla turbina sottoposto a grandi sollecitazioni termiche. Tutto questo si traduce in grossi ingombri che rende questa soluzione poco utilizzata, nonostante la notevole semplicità.
- Il combustore multitubolare (o tubo-anulare) dispone di numerosi combustori tubolari nell'anello di adduzione dei gas alla turbina. E' la soluzione oggi preferita per le turbine industriali perché elimina gran parte degli svantaggi della soluzione monotubolare mantenendone la semplicità intrinseca. Ha inoltre il vantaggio di essere modulare: è quindi più facile da sviluppare e da applicare in macchine di diversa potenza, variando solo il numero e non il progetto dei combustori.

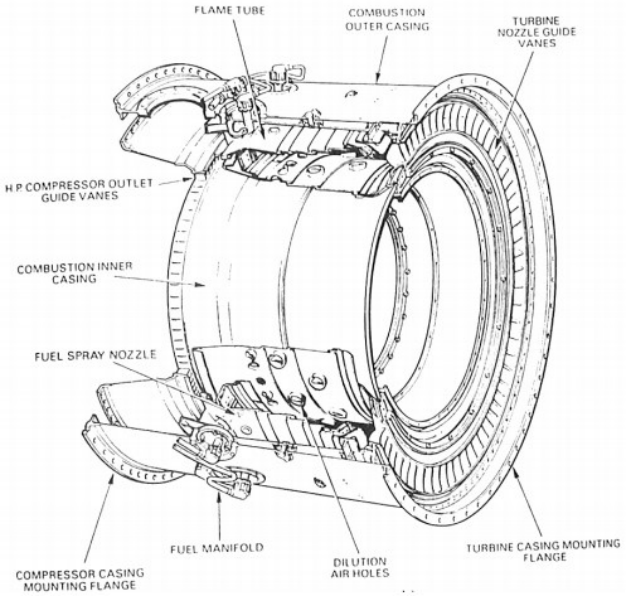



Figura 9: Combustore anulare Rolls Royce RR211 [4]

### 2.1.3 **Espansore**

È negli stadi di questo componente che avviene la conversione da energia termica ad energia meccanica. Ogni stadio è composto da un set circonferenziale di distributori fissi e da una fila di palette rotanti ancorate ad un tamburo solidale all'albero. I canali convergenti formati dalle palette rotoriche accelerano il flusso di gas (velocità relativa $w_2>w_1$), riducendone, di conseguenza, la pressione. La velocità assoluta del fluido diminuisce ($c_1>c_2$) e conseguentemente l'energia cinetica viene convertita in energia meccanica, la quale mette in rotazione l'albero che a sua volta aziona il compressore e l'alternatore.

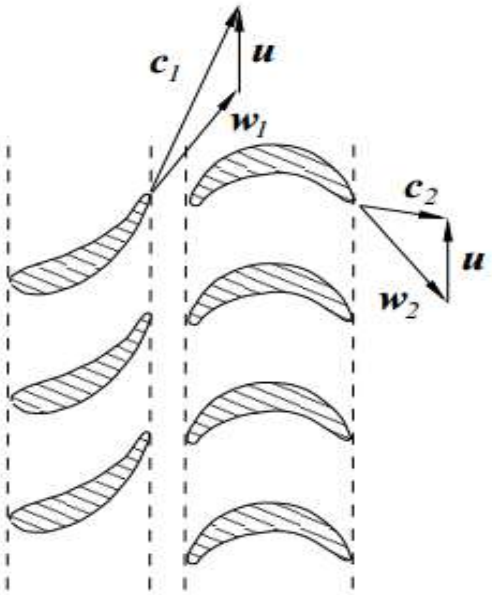



Figura 10: Andamento velocità relativa e pressione tra ingresso e uscita schiera rotorica [5]

L'espansore delle turbine a gas può essere considerato l'elemento più peculiare e più critico di queste macchine, a causa delle elevate temperature a cui è sottoposto e degli sforzi meccanici conseguenti alle sollecitazioni centrifughe, fenomeni che combinati possono far innescare problemi di scorrimento viscoso (o creep).

Nelle attuali applicazioni la temperatura massima del ciclo raggiunge valori superiori ai 1800°C, ben al di sopra del limite tecnologico dei materiali di cui l'espansore è composto. Nonostante questa complicazione, c'è tutto l'interesse ad avere la massima temperatura del ciclo più alta possibile, in quanto in questo modo si ottengono migliori rendimenti della macchina. Dunque sono necessari sistemi di raffreddamento che permettano alle pale della turbina di lavorare con un fluido così caldo senza deteriorarsi e garantendo una durata adeguata.

Per quanto concerne le perdite, la trattazione è del tutto parallela a quella svolta riguardo il compressore, in quanto i concetti sono di validità generale per tutte le turbomacchine.

Dal punto di vista delle perdite fluidodinamiche, se è vero che in una turbina i gradienti di velocità positivi tendono a diminuire lo spessore degli strati limite (al contrario in un compressore), e quindi le perdite di profilo e secondarie, è anche vero che i carichi aereodinamici sono più elevati, a scapito del rendimento.

I seguenti rendimenti tengono in conto di tutte le perdite che hanno luogo nell'espansore, dove con $L_i$ ci si riferisce al lavoro ottenuto:

- Rendimento isoentropico, pari al rapporto tra il lavoro reale, $L_i$, ed il lavoro ideale di una espansione adiabatica reversibile, $(L_i)_{ad}$:

$$\eta_{ad} = \frac{L_i}{(L_i)_{ad}}$$

- Rendimento idraulico:

$$\eta_y = \frac{L_i}{L_i + L_w} = \frac{k}{k-1}\frac{m-1}{m}$$

- Rendimento volumetrico: detta G la portata che attraversa la turbina, una porzione ΔG non agisce sulle pale mobili della girante, perché sfugge attraverso i giochi tra la punta delle palette e la cassa fissa che chiude la girante, allora:

$$\eta_v = \frac{G}{G + \Delta G}$$

- Rendimento meccanico:

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_i}$$

### 2.1.4 **Generatore elettrico**

In genere, il generatore elettrico non è parte integrante di una turbina a gas, soltanto nel caso in cui l'albero della turbina gira a una velocità compatibile con la frequenza di rete (3000 o 3600 RPM per 50 o 60 Hz), allora il turbogas e il generatore sono accoppiati meccanicamente in modo diretto, attraverso un giunto.
Quando i turbogas richiedono velocità superiori allora si ricorre a due soluzioni distinte: si può o interporre un riduttore di giri meccanico ad ingranaggi, oppure inserendo un inverter che trasforma l'alta frequenza dell'energia elettrica derivante dalla rotazione dell'albero, in una frequenza simile a quella della rete.

A causa della presenza di questo quarto componente, si generano altri tipi di perdite:

- Perdite meccaniche dovute al moto di rotolamento dei cuscinetti, alla lubrificazione, ecc.;
- Perdite di ventilazione generate dall'attrito tra il rotore e il fluido contenuto nella cassa;
- Perdite elettriche causate dalla resistenza al passaggio della corrente negli avvolgimenti della macchina.

Mentre l'ultima causa di perdite dipende dalla potenza elettrica apparente, le altre due dipendono principalmente dal numero di giri. Se è presente un riduttore bisogna tenere conto delle perdite generate da quest'ultimo.

I rendimenti medi degli alternatori sono comunque piuttosto elevati e divengono migliori all'aumentare della potenza di progetto, per il minore peso relativo delle perdite meccaniche e di ventilazione.

## 2.2 **Il ciclo ideale**

Il ciclo termodinamico ideale che approssima al meglio il funzionamento di un impianto di turbina a gas con combustione a pressione costante è il ciclo Joule-Brayton. Nello studio di tale ciclo, si considera il fluido motore come un "gas perfetto", cioè:

- Il gas è ideale, ossia rispetta l'equazione dei gas perfetti $pv=mRT$ e pertanto le proprietà termodinamiche u, h, $c_p$ e $\gamma$ non dipendono dalla pressione;
- Il gas non subisce trasformazioni di stato e di composizione;
- Il gas è termicamente e caloricamente perfetto: ha un $c_p$ costante, indipendente anche dalla temperatura.

Tale ciclo è composto dalle seguenti trasformazioni di un gas: una fase di compressione isoentropica (1-2); una fase di fornitura di calore isobara (2-3); una fase di espansione isoentropica (3-4); una fase di sottrazione di calore isobara (4-1). Quest'ultima fase, nel caso di ciclo aperto, è solo una modellazione teorica, utile ai fini dello studio del ciclo.

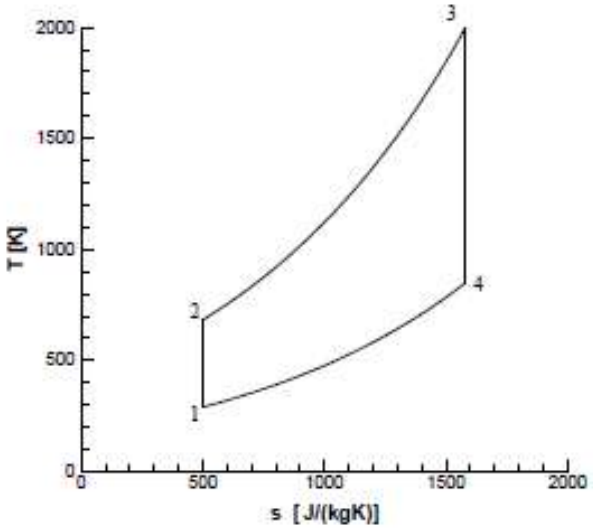



Figura 11: Ciclo termodinamico ideale di un impianto di turbina a gas con commustione a pressione costante [5]

L'area del ciclo rappresenta il lavoro netto ottenuto dal ciclo, L, pari alla differenza tra il lavoro ottenuto in turbina, $L_t$ e il lavoro di compressione $L_c$. Applicando il primo principio della termodinamica, si ottiene che:

$$\mathbf{L = L_t - L_c = Q_1 - Q_2}$$

Dove $Q_1$ e $Q_2$ rappresentano rispettivamente il calore fornito e il calore sottratto all'unità di massa del gas.
Il rendimento del ciclo ideale è definito come il rapporto tra il lavoro netto ottenuto e il calore fornito all'unità di massa:

$$\boldsymbol{\eta_{id} = \frac{L}{Q} = 1 - \frac{Q2}{Q1}}$$

Dunque, essendo il gas caloricamente e termicamente perfetto, risulta che:

$$\mathbf{Q_1 = c_p\,(T_3 - T_2)} \qquad \mathbf{Q_2 = c_p\,(T_4 - T_1)}$$

Il rendimento:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{Q2}{Q1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

Applicando l'equazione dell'isoentropica:

$$T_2 = T_1\beta^{\frac{k-1}{k}}, \quad T_3 = T_4\beta^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{con } k = \frac{c_p}{c_v}$$

Dove $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ è il rapporto di compressione, allora si ha:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

Tale equazione mostra come il rendimento del ciclo ideale di una turbina a gas sia dipendente solo dalla natura del gas, per mezzo del rapporto k tra i calori specifici, e dal rapporto di compressione, infatti all'aumentare di quest'ultimo, il rendimento aumenta tendendo ad 1 per β tendente ad ∞.

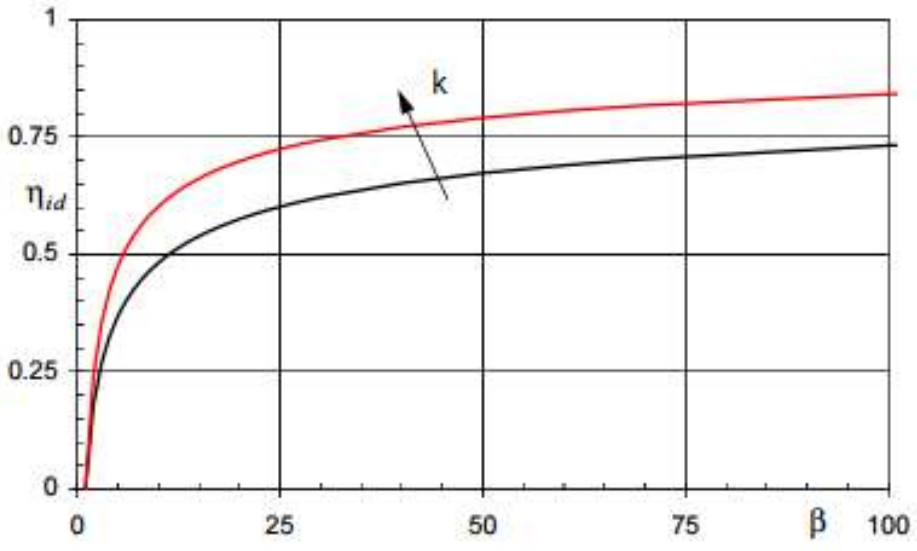



Figura 12: Andamento ηid in funzione di β e k [5]

In teoria dunque, a parità di β, il rendimento è maggiore per un gas con valore di k più elevato. In pratica non è possibile aumentare troppo il valore di β perché esiste un limite tecnologico al valore della temperatura d'ingresso turbina, $T_3$, e inoltre si vuole ottenere del lavoro. Infatti,

all'aumentare del rapporto di compressione, l'area del ciclo si riduce sempre di più, quindi è necessario individuare un valore che massimizzi il rendimento e il lavoro.

## 2.3 **Il ciclo reale**

Nel momento in cui si passa a considerare il ciclo come reale e non più come ideale, è necessario tenere conto del fatto che le condizioni cambiano e dunque lo stesso ciclo va a modificarsi. Tutto questo è dovuto alla presenza delle irreversibilità, in quanto l'utilizzo di macchine reali comporta numerosi scostamenti dai processi ideali, a cui seguono inevitabilmente delle perdite di rendimento. Il ciclo si modifica come segue:

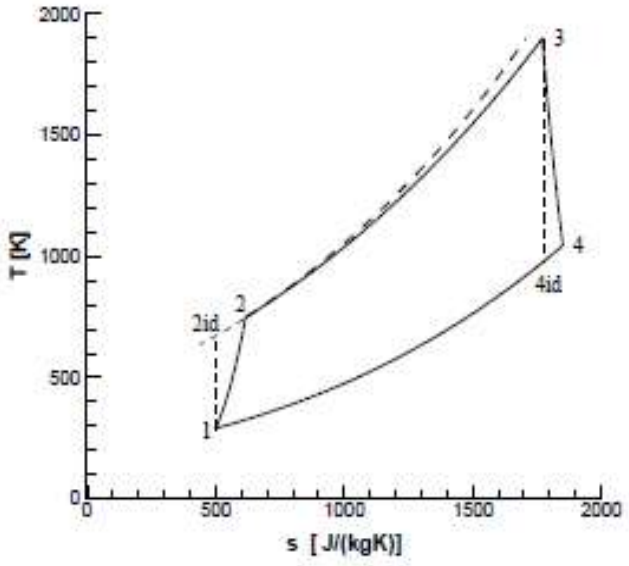



Figura 13:Ciclo termodinamico reale di un impianto di turbina a gas [5]

Le principali differenze tra il ciclo ideale e il ciclo reale sono dovute ai seguenti fenomeni che come detto comportano delle irreversibilità:

- **Variazione dei calori specifici con la temperatura**

A causa delle alte temperature che vengono raggiunte in questi cicli, trascurare la variazione dei calori specifici, a pressione costante $c_p$ e a volume costante $c_v$, con la temperatura comporterebbe un inaccettabile errore di approssimazione. Il fluido di lavoro non può essere considerato perfetto, ma solo termicamente perfetto.

Il rendimento del ciclo limite che utilizza il fluido reale, inteso come aria secca, risulta essere minore di quello del ciclo ideale ottenuto considerando i calori specifici costanti.

- **Perdite fluidodinamiche nel compressore e nella turbina**

Il lavoro perso a causa delle resistenze passive si converte in energia termica. Dunque le trasformazioni di compressione ed espansione non possono essere considerate delle isoentropiche, ma vanno valutate come delle trasformazioni ad entropia crescente. Tali perdite sono tenute in conto dai rendimenti isoentropici del compressore, $\eta_c$ e della turbina, $\eta_t$:

$$\boldsymbol{\eta_c = \frac{L_{cid}}{L_c} = \frac{h_{2id} - h_1}{h_2 - h_1}}$$

$$\boldsymbol{\eta_t = \frac{L_t}{L_{tid}} = \frac{h_3 - h_4}{h_{3id} - h_4}}$$

Nelle moderne turbine a gas si raggiungono temperature massime all'uscita del combustore nell'ordine dei 1100 – 1500 °C, valori molto più elevati di quanto sia sopportato dai materiali metallici più sofisticati (800 – 900 °C). È pertanto necessario raffreddare i primi stadi della turbina per far lavorare le pale ad una temperatura da loro sopportabile. Ciò si realizza utilizzando come refrigerante aria prelevata dal compressore, che dopo aver lambito le pareti da raffreddare, viene miscelata con il flusso fluente nella turbina. A maggior ragione dunque, in una turbina raffreddata, l'espansione non è più adiabatica.
Sia l'espansione che la compressione sono allora modellate secondo una trasformazione politropica e si fa uso del rendimento politropico per quantificare le prestazioni di turbina e compressore.

- **Perdite pneumatiche**

Quando un fluido attraversa uno scambiatore di calore la pressione in uscita risulta essere inferiore a quella di ingresso a causa delle perdite di carico. È possibile tenere conto di queste perdite attraverso l'utilizzo dei rendimenti pneumatici $\eta_\pi$, definiti come il rapporto tra la pressione di uscita e quella di ingresso:

$$\boldsymbol{\eta_\pi = \frac{p_3}{p_2}}$$

La trasformazione 2-3 si discosta da una isobara $p_2$=cost, ma in ogni caso il rendimento pneumatico è vicino all'unità grazie ad alcuni accorgimenti tecnici che vengono utilizzati come per esempio l'utilizzo di sezioni ampie per il passaggio del fluido.

- **Perdite per imperfetta combustione**

Bisogna tenere conto anche del fatto che la combustione potrebbe essere imperfetta il che comporta delle perdite di energia e potenza. Nelle moderne turbine a gas tali perdite sono minime, ma per tenerne conto si introduce il rendimento termico del combustore, valutabile attraverso il bilancio termico del combustore:

$$\boldsymbol{\eta_b G_b H_i = (G_{air} + G_{fuel})\,(h_3 - h_2) = \dot{Q}_1}$$

Dove $\eta_b$ è il rendimento termico del combustore che tiene in conto delle perdite per imperfetta combustione e di scambio termico con l'ambiente; $G_{fuel}$ è la portata di combustibile; $G_{air}$ è la portata d'aria e $H_i$ è il potere calorifico inferiore del combustibile.

- **Perdite meccaniche**

Sono le perdite per attrito meccanico nel compressore e nella turbina, sintetizzate nei rispettivi rendimenti meccanici, $\eta_{mc}$ ed $\eta_{mt}$. Tali perdite sono in genere responsabili dell'assorbimento di qualche percento della potenza netta prodotta a causa degli attriti sui cuscinetti, della lubrificazione, della ventilazione delle parti rotanti, del funzionamento degli organi ausiliari. Dipendono dalle soluzioni costruttive adottate per i componenti meccanici e non sono correlate alle caratteristiche del ciclo termodinamico.

Valutate tutte queste perdite, risulta che la potenza utile dell'impianto di turbina a gas è data da:

$$\boldsymbol{P_u = (G_{air} + G_{fuel})\, L_t \eta_{mt} - G_{air} \frac{L_c}{\eta_{mc}}}$$

Mentre il rendimento utile dell'impianto, $\eta_u$, è definito come:

$$\boldsymbol{\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1} = \frac{(1+\alpha)L_t\eta_{mt} - \alpha\frac{L_c}{\eta_{mc}}}{(1+\alpha)(h_3 - h_2)} = \frac{(1+\alpha)L_t\eta_{mt} - \alpha\frac{L_c}{\eta_{mc}}}{\eta_b H_i}}$$

dove $\alpha = \frac{Gair}{Gfuel}$ è la dosatura. Infine si definisce il rendimento globale dell'impianto, $\eta_g$, il rapporto:

$$\boldsymbol{\eta_g = \frac{P_u}{G_{fuel}H_i} = \eta_u\eta_b = \frac{(1+\alpha)L_t\eta_{mt} - \alpha\frac{L_c}{\eta_{mc}}}{H_i}}$$

A differenza del ciclo ideale, l'equazione mostra come il rendimento utile del ciclo reale sia funzione anche della temperatura massima $T_3$, oltre che del rapporto di compressione e della natura del gas. Il rendimento cresce sempre all'aumentare della temperatura $T_3$ e del rapporto di compressione.

## 2.4 **Introduzione alla rigenerazione**

La rigenerazione consiste nell'inserimento, tra compressore e combustore, di uno scambiatore di calore (rigeneratore) che preriscalda l'aria comburente prelevando calore dai gas di scarico prima di rilasciarli all'ambiente. Ciò comporta una riduzione di combustibile e quindi un incremento di rendimento del sistema.

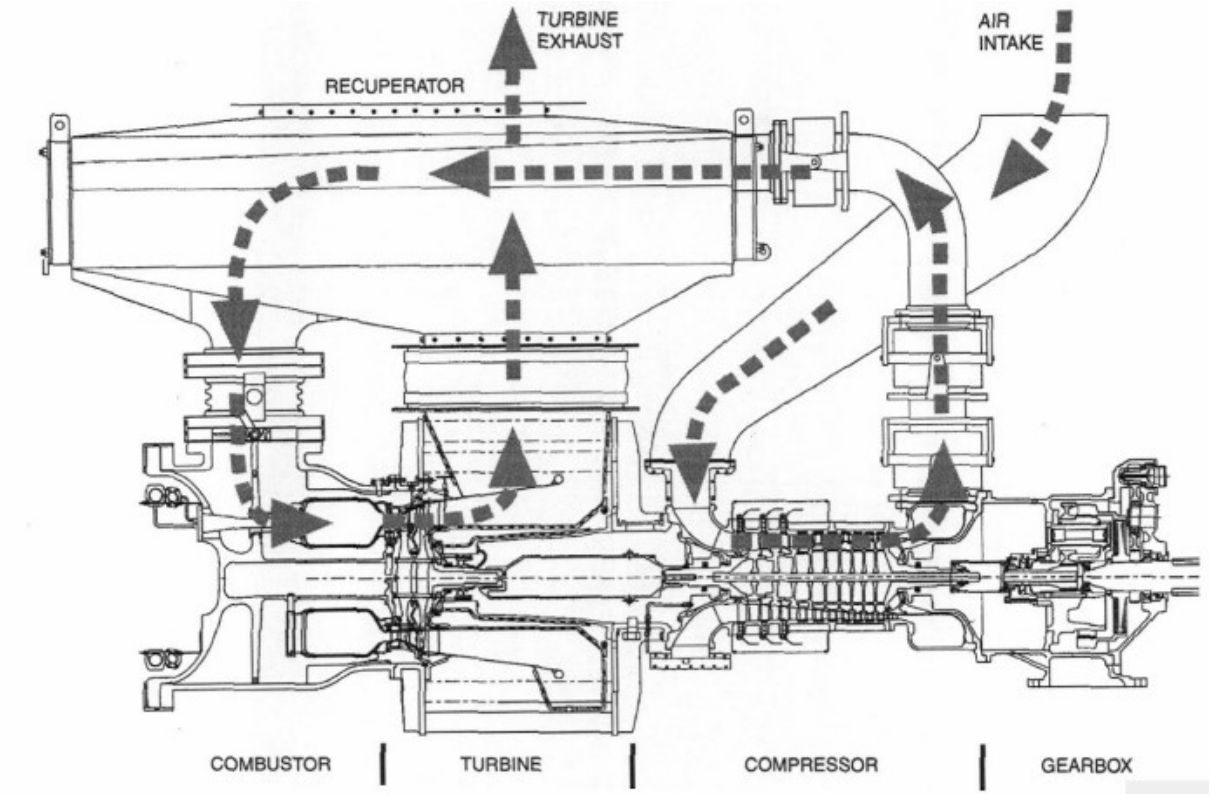



Figura 14: Schema di impianto rigenerativo Mercury 50 [6]

Principali vantaggi legati all'utilizzo della rigenerazione:

- **Minor consumo di energia primaria grazie alla maggior efficienza del sistema**: con impianti rigenerativi è possibile raggiungere indici EUF (Energy Utilization Factor, indica quanta dell'energia del combustibile, è effettivamente sfruttata in forma elettrica o termica) anche superiori a 0.8, ovvero si riesce a sfruttare utilmente oltre l'80% dell'energia messa a disposizione dell'impianto, con conseguente minor consumo di combustibile a parità di servizio reso;
- **Minori emissioni in atmosfera di gas climalteranti ed altre sostanze inquinant**i: la migliore efficienza complessiva dei sistemi rigenerativi consente una riduzione nel consumo di combustibili e di conseguenza minori emissioni in atmosfera di gas

climalteranti quali ad esempio la $CO_2$ e di altre sostanze inquinanti che risultano dai processi di combustione;

- **Possibilità di diminuire i rischi di interruzione del servizio**: i sistemi rigenerativi in grado di funzionare anche in modalità "Stand Alone" consentono di ridurre al minimo i rischi di interruzione dell'alimentazione dell'energia per disservizi di rete, condizione di importanza fondamentale in tutti quei contesti in cui sia importante la continuità dell'approvvigionamento dell'energia elettrica.

### 2.4.1 Analisi termodinamica dell'effetto della rigenerazione

Viene di seguito riportato uno schema semplificato del ciclo rigenerativo ed una breve analisi termodinamica che mette in luce il significativo effetto della rigenerazione sul ciclo base.

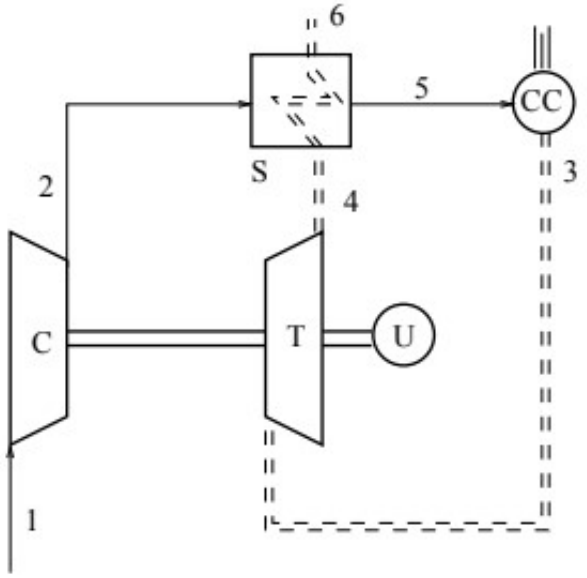



Figura 15: Schema di turbina a gas rigenerativo [5]

Nella figura 15 è schematizzato un impianto di turbina a gas rigenerativo e nella figura 16 il corrispondente ciclo ideale nel diagramma T − S.

L'aria in condizioni ambiente ambiente (punto 1) viene aspirata e compressa nel compressore fino alla pressione $p_2$. Essa viene riscaldata a pressione costante (trasformazione 2-5) dalla temperatura $T_2$ allatemperatura $T_5$ nello scambiatore di calore S (rigeneratore) e poi viene

ulteriormente riscaldata (5-3) fino alla temperatura massima, $T_3$, all'interno della camera di combustione CC.

I prodotti della combustione si espandono dalla pressione $p_3 = p_2 = p_5$ alla pressione $p_1 = p_4$ nella turbina, producendo il lavoro necessario per trascinare il compressore e per fornire energia all'esterno (ad un generatore elettrico). I gas combusti, quindi, passano nello scambiatore di calore S, cedendo energia ai gas provenienti dal compressore (trasformazione isobara 4-6), e poi vengono scaricati nell'ambiente.

Il calore $c_p(T_5 - T_2)$ viene fornito dai gas combusti, mediante raffreddamento dalla temperatura $T_4$ a quella $T_6$, così che il calore $Q_1$ si riduce a $c_p(T_3 - T_5)$ e il calore $Q_2$ a $c_p(T_6 - T_1)$.

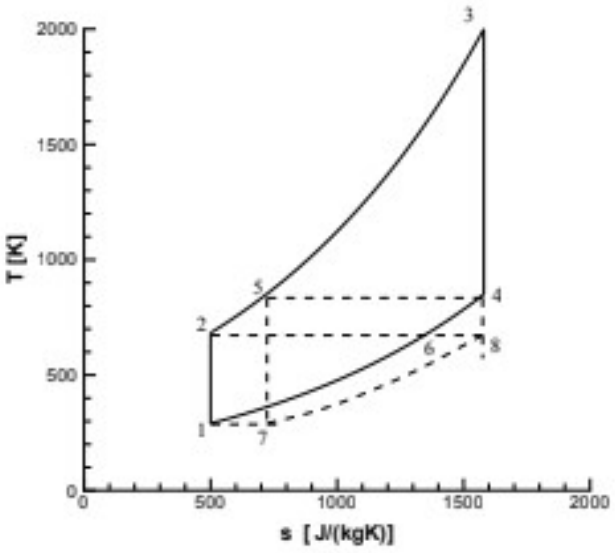



Figura 16: Ciclo ideal di un impianto di turbina agas rigenerativo [5]

Le grandezze di riferimento sono le seguenti:

- $T_1$ = Temperatura di aspriazione compressore;
- $T_2$ = Temperatura di mandata compressore;
- $T_3$ = Temperatura di ingresso turbina;
- $T_4$ = Temperatura di scarico turbina;
- $T_5$ = Temperatura dell'aria all'uscita del rigeneratore;

- $T_6$ = Temperatura dei gas combusti all'uscita del rigeneratore;

Considerando il ciclo **ideale rigenerativo**, quindi:

- gas perfetto;
- tresformazioni di compressione ed espansione isoentropiche;
- rigeneratore ideale, ossia senza perdite e con scambi di calore in ogni punto della trasformazione sotto differenze di temperatura infinitesime

si ha che $T_2$=$T_6$ e $T_4$= $T_5$. In tali condizioni il lavoro della turbina e del compressore rimane inalterato rispetto a quelli del ciclo base, mentre viene ridotto il calore entrante nel ciclo, poiché è necessario passare da $T_5$ a $T_3$ anziché da $T_2$ a $T_3$.
Infatti:

$$\boldsymbol{Q_{base}= c_p * (T_3-T_2)} \qquad\qquad \boldsymbol{Q_{rig}= c_p * (T_3-T_5)}$$

Quindi, per la definizione di rendimento:

$$\boldsymbol{\eta_{id} = \frac{L}{Q}}$$

a parità di L = $L_t$ - $L_c$ una diminuzione di calore introdotto comporta un incremento di rendimento.
In realtà non è possibile fisicamente trasferire tutto il calore cp ($T_4 - T_2$) dei gas combusti all'aria compressa, per cui nel ciclo reale $T_5 < T_4$ e $T_6 > T_2$.
Inoltre, nel caso reale, a causa delle perdite e per la irreversibilità dello scambio nel rigeneratore, il miglioramento di rendimento risulta ridotto.

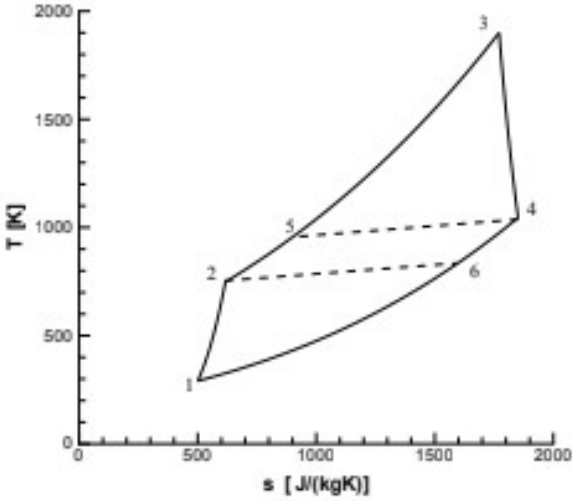



Figura 17: Ciclo reale di un impianto di turbin a gas rigenerativo [5]

Uno degli scopi di questa trattazione è stata, appunto, la valutazione dell'influenza dell'efficienza di rigenerazione definita come:

$$\boldsymbol{\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}}$$

sulle prestazioni dell'impianto e di conseguenza sulle dimensioni dello scambiatore.

## 2.5 **Rigenerazione: Stato dell'arte**

Di seguito vengono proposte varie tecnologie già esistenti. E'importante considerare che tali unità sono microturbine, quindi sistemi di dimensioni decisamente inferiori rispetto alle centrali Heavy-duty.

### 1. Ansaldo: **AE-T100 NG**

Figura 18:Turbina AE-T100 NG [7]

La turbina a gas micro AE-T100NG è un sistema di alta efficienza adatto per impianti cogenerativi (CHP) e trigenerativi (CCHP) alimentati a gas naturale.

Quella Micro Turbine rappresenta il prodotto standard della microturbina e viene utilizzata nella maggior parte delle attuali installazioni in applicazioni industriali (industrie alimentari, chimiche e petrolchimiche, impianti ecc.) E applicazioni civili (ospedali, piscine, alberghi).

I bassi requisiti di manutenzione di AE-T100, con intervalli di manutenzione di 6.000 ore di funzionamento, rendono questo sistema di generazione di energia estremamente attraente e competitivo rispetto alle soluzioni più convenzionali.

**PERFORMANCES**

| | |
|---|---|
| Electrical output | (100 ± 3) kWel |
| Electrical efficiency | (30 ± 2)% |
| Exhaust gas flow | ≈ 0.79 kg/s |
| Exhaust gas temperature | ≈ 270°C |
| Average sound pressure | ≈ 72 dB(A) @ 1 m |

Figura 19: Principali dati prestazionali AE-T100 NG [7]

## 2. Capstone: **C1000 MicroTurbine**

Le microturbine Capstone serie C1000 sono sistemi che generano energia e sono adattabili, a bassa emissione e bassa manutenzione. La serie C1000 combina più motori ad alta velocità con elettronica di potenza digitale per produrre un singolo output ad alta potenza elettrica.

L'uscita di corrente elettrica alternata (AC) dalle MicroTurbine può essere in parallelo con una rete elettrica o con un'altra fonte di generazione. La MicroTurbine può anche fungere da generatore Stand Alone per alimentazione in standby, backup o fuori rete.

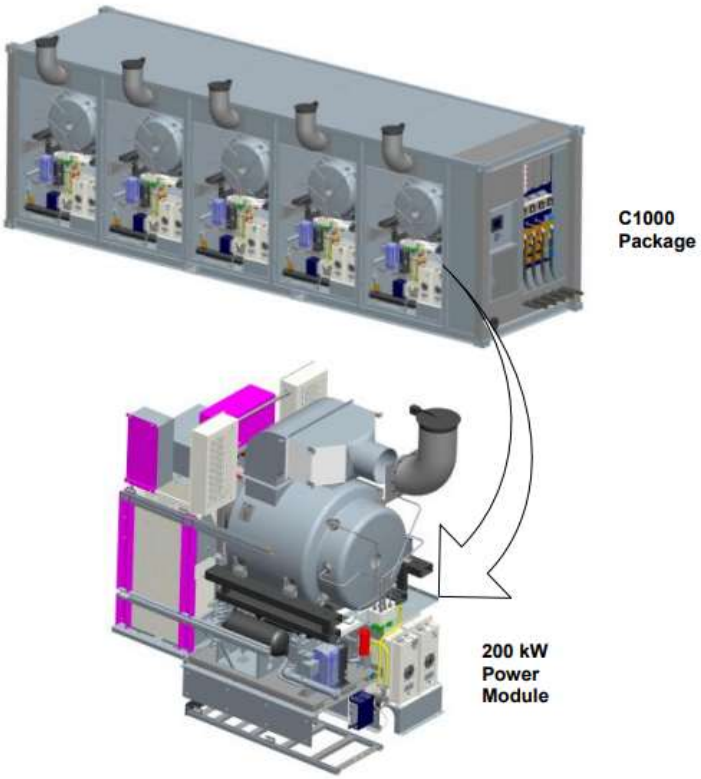



Figura 20: Moduli di potenza C1000 [8]

Il prodotto Capstone C1000 MicroTurbine è modulare e costruito su un numero di Moduli di potenza da 200 kW. Il numero di moduli di potenza utilizzati determina il modello. Tre moduli di potenza sono utilizzati nella C600, quattro nella C800 e cinque nella C1000. I modelli C600 e C800 possono essere aggiornati a potenze superiori con incrementi di 200 kW con l'aggiunta di moduli di potenza Capstone C200.

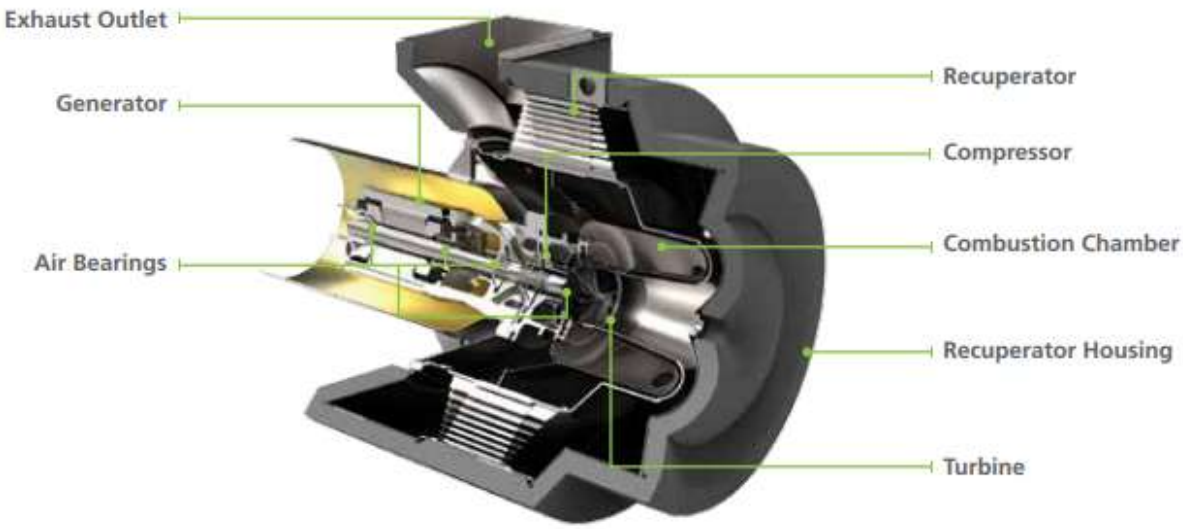



Figura 21:Tipico modulo da 200 kW di una C1000 [8]

| | |
|---|---|
| Electrical Power Output | 1000kW |
| Voltage | 400/480 VAC |
| Electrical Service | 3-Phase, 4 Wire Wye |
| Frequency | 50/60 Hz |
| Electrical Efficiency LHV | 33% |

Figura 22: Principali dai prestazionali C1000 [8]

## 3. Solar Turbines: **Mercury 50**

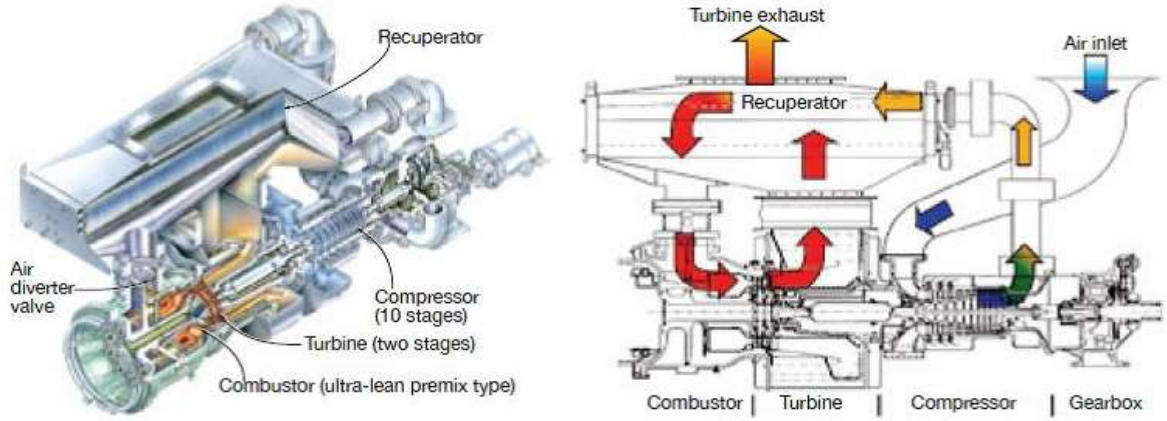



Figura 23: Mercury 50 Solar Turbine [6]

**Nominal Performance**

| | |
|---|---|
| Output Power | 4600 kWe |
| Heat Rate | 9350 kJ/kWe-hr (8865 Btu/kWe-hr) |
| Exhaust Flow | 63 700 kg/hr (140,400 lb/hr) |
| Exhaust Temperature | 365°C (690°F) |

Figura 24: Principali dati prestazionali Mercury 50 [6]

# 3. PRESENTAZIONE AZIENDA: ETHOS ENERGY S.p.A.

EthosEnergy è un'azienda specializzata in turbine a gas, con servizi di ingegneria di macchina tramite un team di tecnici ed ingegneri esperti e un ampio inventario di pezzi di ricambio.

Fondata a Torino nel 1952 dal gruppo Fiat, la società inizò la produzione di turbine a gas con il contratto di licenza Westinghouse e divenne una forza trainante nella costruzione di centrali elettriche raggiungendo oltre 350 stabilimenti in oltre 40 paesi. Nel 2000, la società è entrata a far parte del gruppo Siemens ed è stata rinominata Gas Turbine Technologies e successivamente TurboCare.

Nel 2014, EthosEnergy Group è stata creata come joint venture tra TurboCare, Siemens e Wood Group per costituire un fornitore leader indipendente di servizi di apparecchiature rotanti, servizi e soluzioni per i mercati energetico, petrolifero e industriale.

Attualmente la EthosEnergy Italia SpA è strutturata attorno alle attività di core OEM e altre attività di OEM relative alla costruzione di turbine a gas e alla produzione dei loro componenti, riparazioni di parti, revisioni complete di rotori, rilocazioni, aggiornamenti degli impianti e miglioramenti.

Lo stabilimento ha una vasta capacità produttiva e di attività di riparazione per un'ampia gamma di turbine a gas di diversi produttori e per altri prodotti. I servizi includono processi speciali, riparazione di componenti, revisioni complete di rotori e turbine intere, inclusi ripristini e ammodernamenti completi e ricollocazioni di impianti.

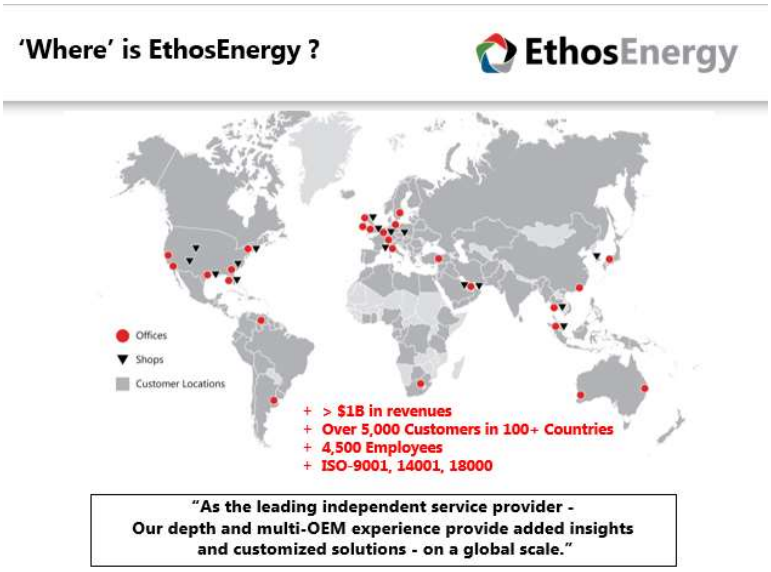
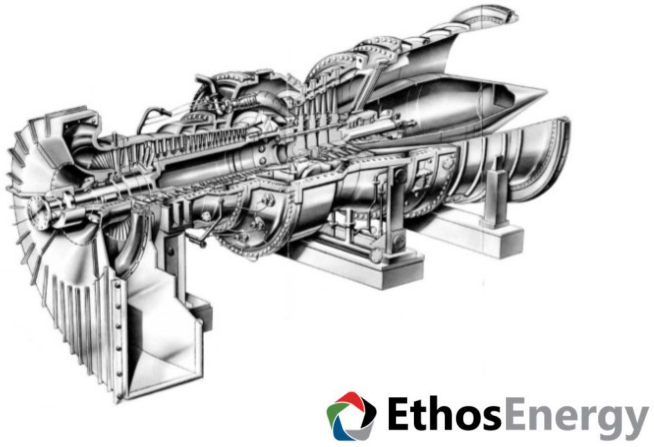



Figura 25: Stabilimenti Ethos Energy a livello mondiale [11]

Figura 26: Stabilimento a Torino

Si occupa di impianti di turbine a gas di varie taglie, in particolare:

- Layout impianto;
- Progettazione macchina;
- Sistemi di controllo;
- Servizi sul campo;
- Ricambi & riparazioni;
- Revisione impianto;




L'azienda di divide principalmente in 4 aree:

- Core Engineering;
- Production Engineering;
- Application Engineering;
- Project Engineering.

L'attività di tesi è stata svolta all'interno dell'area "**Core Engineering**" che si occupa principalmente di:

- Modifiche del design parti interno macchina:
    - Materiali e rivestimenti, schemi di raffreddamento;
    - Disponibilità e affidabilità componenti;
    - Valutazione della vita dei componenti;
    - Performance componenti;

- Modifica Design con obiettivi incentrati alla riduzione costi;
- Definizione processi di riparazione;
- Monitoraggio e valutazione performance.

# 4. PRESENTAZIONE ATTIVITÀ

L'azienda Ethos Energy ha voluto intraprendere una attività di studio riguardo la conversione a «ciclo rigenerativo» dell'unità TG16, utilizzando come riferimento l'esperienza ed il progetto relativo ad una macchina di taglia inferiore già esistente, la TG5BR.
Sono di seguito riportati i dati di targa delle varie unità (Condizioni di riferimento $T_{amb} = 15\ °C$, $p_{amb}$= 760 mmHg):

- Dati di targa macchina TG16 non rigenerativa (dati misurati ai morsetti alternatore):

| **TURBINA TG 16** | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $P_n$ **(kW)** | $P_{max}$ **(kW)** | **ηg (%)** | **n (rpm)** | $T_4$ **(°C)** | $G_4$ **(kg/s)** | **η (%) R/A** | $T_3$ **(°C)** | **HR (kcal/kWh)** |
| **18200** | 19500 | 25,9 | 4850 | 409 | 122,7 | 98,5/98 | 788 | 3320 |

Tabella 1: "Monoalbero per azionamento di generatori elettrici per servizio di base" 4/5/1972, dati FIAT [11]

Descrizione grandezze di targa:

- Pn [kW]: Potenza misurata ai morsetti alternatore;
- η: rendimento globale misurato ai morsetti alternatore;
- n [rpm]: velocità di rotazione;
- T4 [°C]: temperatura di scarico turbina;
- G4 [kg/s]: portata di scarico turbina;
- η (%) R/A: rendimento riduttore/alternatore collegati alla flangia turbina;
- T3 [°C]: Temperatura ingresso turbina;
- HR [kcal/kWh]: consumo specifico.

Si vorrebbe installare lo scambiatore sotto la turbina sollevata attraverso l'impiego di una sottobase rialzata. Pertanto i vincoli dimesnionali sono i seguenti:

| | |
|---|---|
| **Lunghezza [m]** | 7,1 |
| **Larghezza [m]** | 2,9 |
| **Altezza [m]** | 2,9 |

Tabella 2: Dimensioni unità TG16 [11]

- Dati di targa macchina TG5B rigenerativa (R) e non (dati misurati alla flangia turbina):

| TURBINA | $P_n$ (CV) | $P_{max}$ (CV) | η (%) | n (giri/min) | $T_4$ (°C) | $G_4$ (kg/s) | $n_{max}$ (giri/min) | $T_3$ (°C) | HR (Kcal/CVh) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **TG 5 B** | 8350 | 9100 | 18,4 | 5500 | 496 | 49,8 | 6500 | 788 | 3440 |
| **TG 5BR** | 7250 | 9100 | 29,8 | 5500 | | | 6500 | 788 | 2120 |

Tabella 3: "Bialbero per azionamento di macchine operatriciI" 27/8/1971, dati FIAT [11]

Descrizione grandezze di targa:

- Pn [CV]: Potenza misurata alla flangia turbina;
- η: rendimento globale misurato alla flangia turbina;
- n [rpm]: velocità di rotazione;
- T4 [°C]: temperatura di scarico turbina;
- G4 [kg/s]: portata di scarico turbina;
- T3 [°C]: Temperatura ingresso turbina;
- HR [kcal/CVh]: consumo specifico.

Dai dati disponibili si può osservare, in prima battuta, l'effetto della rigenerazione:

- Diminuzione di potenza ottenuta, effetto dovuto a:
  I. perdite di pressione dovute allo scambiatore rigenerativo (contropressione allo scarico della turbina lato gas);
  II. lieve spostamento del punto di "matching" tra compressore e turbina che portano ad un aumento della potenza assorbita dal compressore.

- Incremento del rendimento η e conseguente diminuzione di HR.

Vengono di seguito riassunti i dati di confronto (variazioni normalizzate rispetto ai dati del ciclo base):

| Confronto | ΔPn % | Δη% |
|---|---|---|
| **TG5B/TG5BR** | -13,2 | +62 |

Tabella 4: Confronto parametri prestazionali TG5B-TG5BR

Da tale confronto è importante considerare che l'unità TG5B è una macchina di taglia inferiore rispetto alla TG16, infatti le portate in gioco sono nettamente diverse (la portata della TG16 è circa 2,5 volte superiore rispetto a quella della TG5B). Inoltre la TG5B scarica ad una temperatura $T_4$ molto elevata, il che comporta un notevole scambio termico nella rigenerazione e quindi un elevato incremento di rendimento (+62%).

Partendo da questi dati è stato articolato un successivo studio per quanto riguarda la fattibilità della TG16R.

## 4.1 Fasi e obiettivi dello studio

Lo studio è stato articolato nelle seguenti fasi:

1. Creazione di un modello meanline della TG16 tale da riprodurre i dati di targa in ciclo non rigenerativo. A tale scopo si è utilizzato un software di proprietà di Ethos Energy Italia S.p.A, CW4145, che viene descritto successivamente.

2. Costruzione del modello della TG16 R con il software CW4145 allo scopo di valutare:

   • Perdite pneumatiche nello scambiatore rigenerativo (perdite di potenza);

   • Guadagno di rendimento dovuto ad un minor consumo di combustibile;

   Linea guida di tale studio sono stati i dati reali della TG5BR ed alcuni dati prestazionali ottenuti da uno studio di fattibilità condotto da Westinghouse Canada nel 1973 per la realizzazione di una macchina TG16 Rigenerativa ad uso «mechanical drive» (giri

nominali inferiori 4650 vs 4850 in funzione del regime di rotazione dell'utenza meccanica collegata all'albero);

3. Estrazione dei punti del ciclo di Joule-Brayton necessari come condizioni al contorno dello scambio termico, in particolare:
    - Temperatura dell'aria di mandata compressore;
    - Temperatura dell'aria all'uscita del rigeneratore;
    - Temepratura dei gas di scarico della turbina;
    - Temperatura dei gas all'uscita del rigeneratore;
    - Portata di aria;
    - Portata dei gas combusti.

4. Scelta dei parametri geometrici per il dimensionamento di uno scambiatore a fascio tubiero controcorrente utilizzando il software ASPEN EDR;

5. Analisi di senbilità per stimare l'effetto dell'efficienza di rigenerazione sulle dimensioni dello scambiatore a fascio tubiero;

6. Analisi economica e stima del "Pay back period" nei vari casi studio.

## 4.2 **Software utilizzato per la stima delle prestazioni: CW4145**

Il software CW4145 è un codice FORTRAN per il calcolo delle prestazioni "expected" di una turbina a gas industriale monoalbero.

È opportuno illustrare la procedura di calcolo seguita dal programma: essendo noti la temperatura ambiente $T_{amb}$ ed il numero di giri fisici N dell'albero, viene calcolato il numero di giri corretti N/$\sqrt{T_{amb}/T_{rif}}$ del compressore.

A questo punto viene determinata la posizione del suddetto valore di giri corretti rispetto a quelli letti in input per la mappa del compressore e, mediante interpolazione quadratica, viene definita la corrispondente curva a giri corretti costanti.

Fissati il numero di giri corretti del compressore, la portata corretta, il rapporto di compressione e l'efficienza del compressore vengono determinate tutte le condizioni del flusso all'ingresso del combustore.

Per ogni punto della curva viene poi seguita questa procedura: si fissa un primo valore di tentativo del fattore di Stodola (in genere quello in condizioni di progetto), in funzione del quale viene calcolata la TIT (temperatura ingresso turbina). In base a tale valore di TIT viene calcolato il valore di portata di combustibile $G_{fuel}$e quindi anche la portata in ingresso turbina $G_{IT}$. Con i suddetti valori di TIT, $G_{IT}$ e con il rapporto di espansione che la turbina deve avere si inizia il calcolo dell'espansione in turbina.

In tale calcolo, che prevede diversi Loop iterativi innestati l'uno nell'altro, tenendo fissa la TIT si fa variare la $G_{IT}$ in modo da ottenere il prefissato rapporto di espansione. Questo valore di $G_{IT}$viene utilizzato per determinare un nuovo valore aggiornato del fattore di Stodola, il quale a sua volta interviene nel calcolo di una nuova TIT, ricominciando così il procedimento appena descritto.

L'iterazione sulla TIT si ferma quando la differenza tra due successivi valori calcolati del fattore di Stodola risulta minore di una prefissata tolleranza.

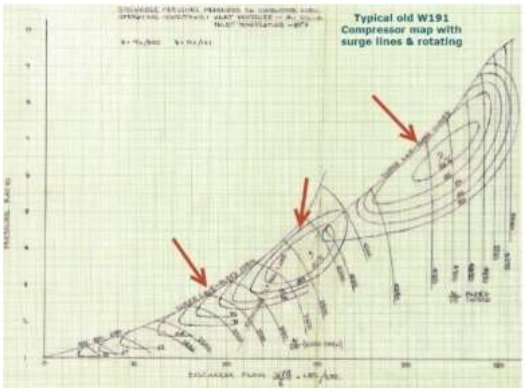



Figura 27: Mappa compressore di una W191

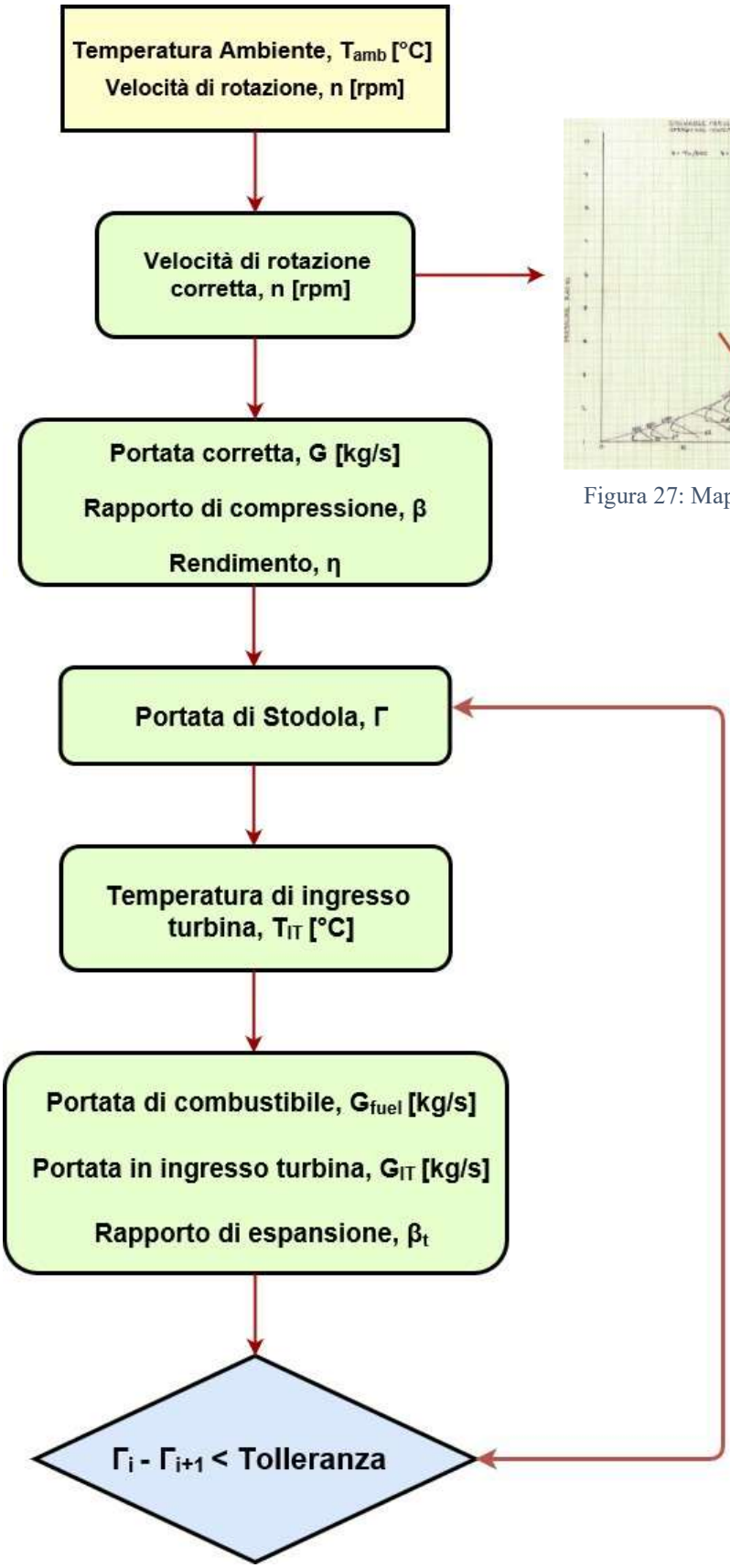



Figura 28: Ciclo iterativo utilizzato dal software CW4145

### 4.2.1 **Curve caratteristiche di un compressore**

Sono di seguito presentate le curve caratteristiche di compressori assiali, idonei allo smaltimento di elevate portate d'aria con buoni rendimenti ed ingombri limitati, caratteristiche che li rendono adatti per essere utilizzati all'interno di un ciclo turbina a gas.

Tali curve forniscono il rapporto di compressione $\beta = p_2/p_1$ ed il rendimento isoentropico $\eta_c$ in funzione della portata corretta $G\sqrt{T_1}/p_1$ e del numero di giri corretto $N/\sqrt{T_1}$. Spesso questi ultimi due termini vengono riferiti alle condizioni ambiente standard, ossia a $T_{ref} = 297.14$ K e $p_{ref} = 1$ atm, e risultano così modificati: $G\sqrt{T_1/T_{ref}}/(p_1/p_{ref})$ e $N/\sqrt{T_1/T_{ref}}$.

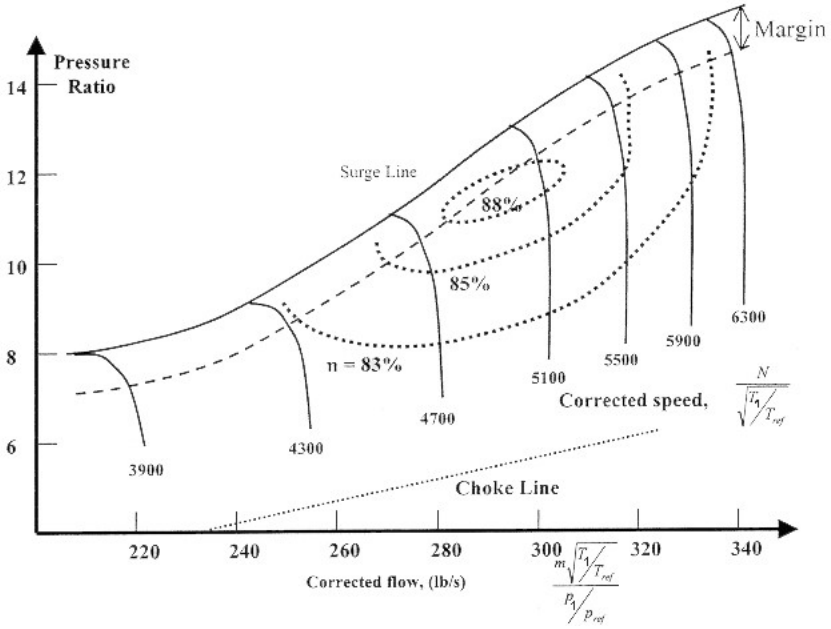



Figura 29: Curve caratteristiche di un compressore assiale [9]

Nella mappa riportata si possono osservare le curve che forniscono il rapporto di compressione ed il rendimento in funzione della portata corretta, per assegnati valori del numero di giri corretto. Esiste un limite superiore alle curve, dettato dalla curva limite di pompaggio ("surge line"). Tale curva interseca le curve caratteristiche prima che queste raggiungano il punto di massimo con tangente orizzontale della curva. Si può inoltre osservare che le curve a numero di giri costante presentano una ridotta variazione della portata, variazione che si riduce sempre di più all'aumentare del numero di giri, al punto che ad alti valori di velocità di rotazione le curve presentano un andamento quasi verticale.

Esiste anche un limite inferiore delle curve caratteristiche del rapporto di compressione dovuto al raggiungimento delle condizioni soniche ("choke") in una o più stadi del compressore.

Questo fenomeno si accompagna ad urti ed ad una riduzione significativa del rendimento del compressore.

Per poter incrementare il campo di variazione della portata d'aria a numero di giri costante, si ricorre a compressori a "geometria variabile" (Variable Geometry Compressor) in cui le pale distributrici in ingresso ai primi stadi ("Inlet Guide Vanes", IGV) sono orientabili in modo da ridurre l'area di passaggio, determinando una diminuzione della portata. Le seguenti due immagini illustrano una sezione longitudinale di un compressore assiale provvisto di pale orientabili VIGV ("Variable IGV", VIGV) e l'effetto della riduzione della sezione di passaggio delle IGV sulle curve caratteristiche, a numero di giri costante.

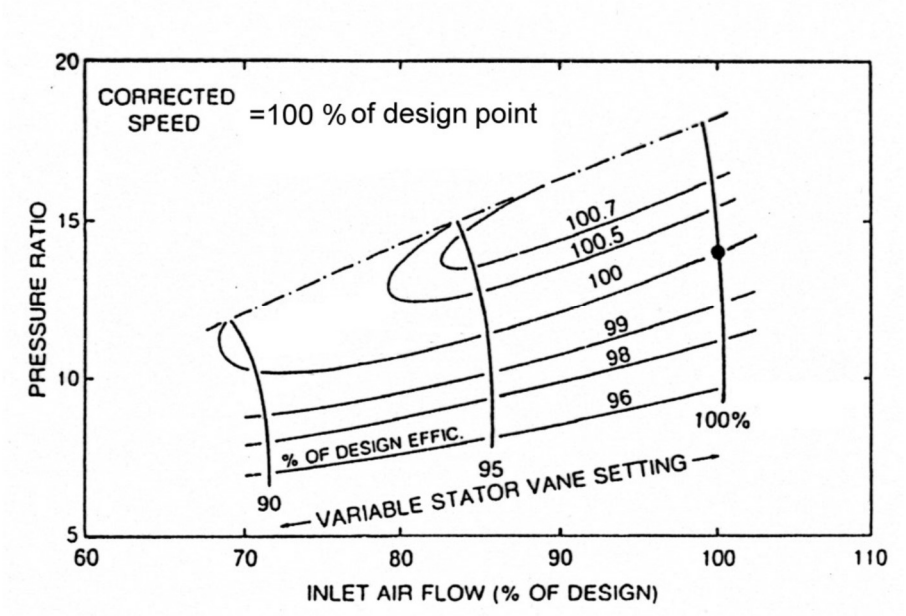



Figura 30: Curve caratteristiche di un compressore assiale con palettature statoriche a calettamento variabile [9]

### 4.2.2 Curve caratteristiche delle turbine

Anche per la trattazione delle curve caratteristiche delle turbine si farà riferimento ad una turbina assiale.

Facendo riferimento ad un ciclo Joule semplice, si indichi con 3 le condizioni ingresso turbina e con 4 quelle di uscita dalla turbina. Le curve caratteristiche della turbina forniscono il parametro di portata $\Gamma = G_3 \sqrt{T_3}\ /p_3$ (portata di Stodola) ed il rendimento isoentropico $\eta_t$ in funzione del rapporto di espansione $\beta_e = p_3/p_4$ per vari valori del numero di giri corretto $N/\sqrt{T_3}$:

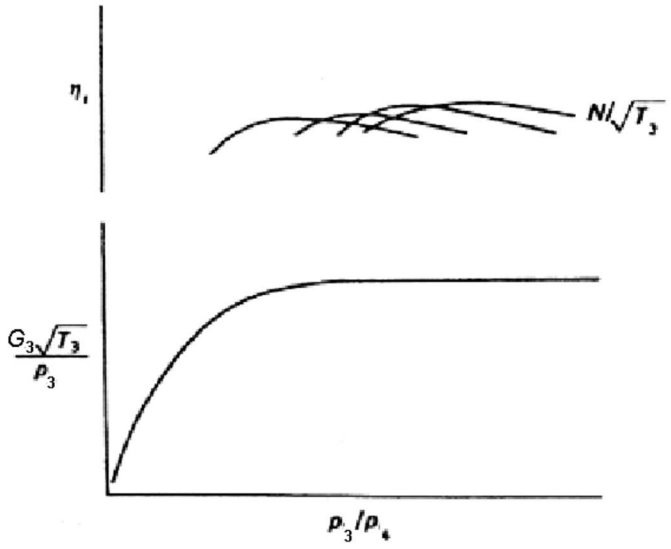



Figura 31: Curve caratteristiche di una turbina [9]

Le condizioni di ingresso turbina ($T_3$ e $p_3$) sono le condizioni totali a monte e $p_4$ rappresenta la pressione totale in uscita. Il grafico mostra che il rendimento isoentropico è poco sensibile alla variazione del rapporto di espansione e del numero di giri. Questo è dovuto alla natura dei turboespansori in cui l'accelerazione del fluido prodotta dall'espansione riduce notevolmente i fenomeni di distacco della vena fluida, anche in condizioni in cui si determinano elevati angoli di incidenza della corrente sui palettaggi. Inoltre il rendimento beneficia del fenomeno del recupero, in quanto il calore dissipato per attrito a causa delle resistenze passive può trasformarsi parzialmente in lavoro nel prosieguo dell'espansione.

Il massimo parametro di portata, Γ, si raggiunge per valori del rapporto di espansione per i quali si determinano le condizioni critiche ("choking") in una sezione della turbina. Tali condizioni critiche in genere sono raggiunte nello statore del primo stadio, in questo caso le linee a velocità costante si uniscono in un'unica linea orizzontale. In realtà si può osservare come anche in condizioni non critiche, le linee di Γ a velocità costante differiscono poco le une dalle altre e, tanto maggiore è il numero di stadi, tanto più le curve risultano vicine e possono essere approssimate con un'unica curva caratteristica, indipendentemente dal numero di giri corretto.

Si osserva sperimentalmente che in condizioni subcritiche la curva è approssimabile con un quarto di ellisse (legge di Stodola). Si ottiene pertanto:

$$\begin{cases} \boldsymbol{\Gamma = \Gamma_{cr}} & \boldsymbol{per\ \beta_e \leq \beta_{cr}} \\ \boldsymbol{\left(\frac{\Gamma}{\Gamma_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{\beta_e - \beta_{cr}}{1 - \beta_{cr}}\right)^2 = 1} & \boldsymbol{per\ \beta_e > \beta_{cr}} \end{cases}$$

dove $\Gamma_{cr}$ è il paramentro di portata critico e $\beta_{cr}$ è il corrispondente rapporto di espansione.

### 4.2.3 **Matching delle due caratteristiche di funzionamento**

Il punto di funzionamento può essere tovato rappresentando la caratteristica della turbina sul piano del compressore, in quanto la caratteristica della turbina è più facilmente rappresentabile perché non dipende dalla velocità di rotazione.
Quindi considerando la caratteristica della turbina:

$$\begin{cases} \boldsymbol{\Gamma = \Gamma_{cr}} & \boldsymbol{per\ \beta_e \leq \beta_{cr}} \\ \boldsymbol{\left(\frac{\Gamma}{\Gamma_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{\beta_e - \beta_{cr}}{1 - \beta_{cr}}\right)^2 = 1} & \boldsymbol{per\ \beta_e > \beta_{cr}} \end{cases}$$

- Nel tratto critico si ha che: $\Gamma = G_3\frac{\sqrt{T_3}}{p_3}$, = costante, con $G_3 = G_1 + G_{fuel}$.

  Si può quindi dire che:

  $\Gamma = \frac{1+\alpha}{\alpha}\frac{G_1}{\eta_\pi * p_2}\sqrt{T_3}$ e riarraggiando i termini si ottiene $\beta = K\sqrt{T_3}\ G_1\frac{\sqrt{T_1}}{p_1}$, cioè nel tratto critico la caratteristica della turbina è una retta passante per l'origine con pendenza $\sqrt{T_3}$;

- Nel tratto subcritico, la caratteristica della turbina è una curva ascendente che passa per il punto (0,1) ed è tangente al tratto considerato precedentemente in corripondenza di $\beta_{cr} = (\frac{p_2}{p_1})_{cr} = \frac{1}{\eta_\pi}(\frac{p_3}{p_4})_{cr}$

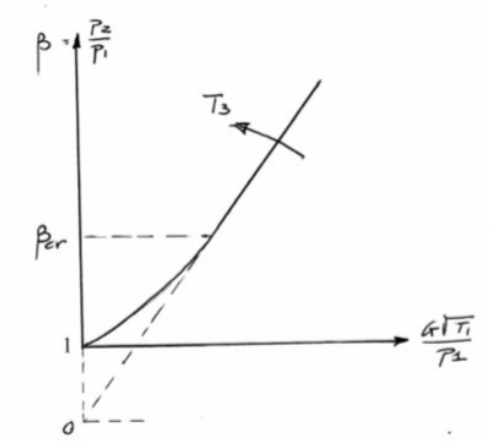



Figura 32: Caratteristica della turbina sul piano del compressore [10]

Dall'intersezione della caratteristica della turbina con quella del compressore si ottiene il punto di funzionamento.

Nel caso in cui si tra compressore e turbina si interponga un rigeneratore, bisogna tenere conto delle perdite di pressione con il rendimento $\eta_{\pi R}$. In tal caso vale la relazione:

$p_3 = \eta_{\pi R} \cdot \eta_{\pi} \cdot p_2$ che comporta un lieve spostamento del punto di funzionamento in quanto:

$$\boldsymbol{\beta = \frac{K}{\eta_{\pi R}} \sqrt{T_3}\ \ G_1 \frac{\sqrt{T_1}}{p_1}}$$

Quindi a parità di portata mandata, c'è un incremento del rapporto di compressione e quindi della potenza assorbita dal compressore.

## 4.3 Software utilizzato per la modellazione ottimale della geometria dello scambiatore di calore: Aspen EDR

Aspen EDR è di proprietà Aspen Technology, un fornitore di software e servizi per le industrie di processo.

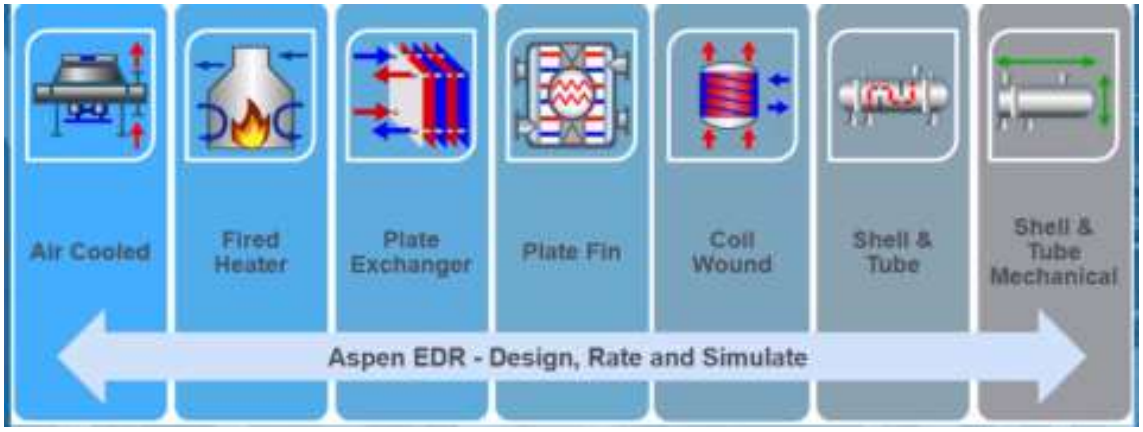



Figura 33: Aspen EDR, tipologie di scambiatore

Il software permette la progettazione dei più diffusi tipi di scambiatore di calore come: Shell and tube, plate, plate fin, air cololed …; In particolare:

- La perfetta integrazione tra gli strumenti di progettazione termica e meccanica di Aspen EDR e gli strumenti di simulazione di processo di AspenTech consente l'analisi di diverse alternative prima di presentare il progetto più ottimale;
- Consente di trovare il design ottimale e quindi migliorare le performance dello scambiatore in base al costo;
- Per quanto riguarda le proprietà fisiche, c'è un database con 37.000 componenti e127 pacchetti di proprietà. Impiega modelli di coefficienti di attività e equazioni di stato allo stato dell'arte.

Per quanto riguarda la tipologia di scambiatore, il software ASPEN EDR si rifà allo standard TEMA.

La Tubular Exchanger Manufacturers' Association (TEMA) è un'associazione statunitense fondata nel 1939 che cura la pubblicazione di norme relative alla classificazione, dimensionamento e costruzione degli scambiatori Shell and Tube;

n tutto il mondo, lo standard TEMA viene utilizzato come standard di costruzione per la maggior parte degli scambiatori di calore a fascio tubiero. Lo standard è composto da dieci sezioni:

1. Nomenclatura (vedi sotto)
2. Tolleranze di fabbricazione
3. Informazioni generali sulla fabbricazione e sulle prestazioni
4. Installazione, funzionamento e manutenzione
5. Standard meccanici
6. Vibrazioni indotte dal flusso
7. Relazioni termiche
8. Proprietà fisiche dei fluidi
9. Informazione generale
10. Buone pratiche raccomandate

Le norme TEMA classificano gli scambiatori a fascio tubiero e mantello in varie tipologie costruttive, individuando diverse tipologie di testata anteriore, mantello e testa posteriore.
Per identificare ciascuna tipologia di scambiatore viene utilizzata una sigla composta da tre lettere: la prima lettera identifica la tipologia della testa anteriore, la seconda lettera identifica la tipologia del mantello e la terza lettera identifica la tipologia della testa posteriore.

# 5. ANALISI PRESTAZIONALE DELL'UNITA TG16 A CICLO BASE E A CICLO RIGENERATIVO

L'analisi prestazionale ha avuto come scopo l'ottenimento di un modello dell'impianto TG16 a ciclo base e un di un modello dell'impianto TG16R a ciclo rigenerativo in modo da poter effettuare un opportuno confronto.

L'analisi è stata articolata nelle seguenti fasi:

1. Tuning del modello sui dati di targa TG16;

2. Applicazione del modello Alla TG16 R con lo scopo di valutare:
   I. Perdite pneumatiche nello scambiatore rigenerativo (perdite di potenza);
   II. Efficienza di rigenerazione quindi guadagno di rendimento dovuto ad un minor consumo di combustibile.

   Linea guida di tale studio sono stati i dati reali della TG5BR ed alcuni dati prestazionali ottenuti da uno studio di fattibiltà condotto da Westinghouse Canada nel 1973 per la realizzazione di una macchina TG16 Rigenerativa ad uso «mechanical drive». I giri nominali sono inferiori (4650 rpm) rispetto ai 4850 rpm della macchina a ciclo base;

3. Confronto prestazionale TG16 vs TG16 R a pieni giri.

## 5.1 Tuning del modello sui dati di targa TG16

Sono di seguito riportati i dati di targa della TG16 e le assunzioni adoperate per poter realizzare il modello utilizzando il software C4145:

| **TURBINA TG 16** | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $P_n$ **(kW)** | $P_{max}$ **(kW)** | **ηg (%)** | **n (rpm)** | $T_4$ **(°C)** | $G_4$ **(kg/s)** | **η (%) R/A** | $T_3$ **(°C)** | **HR (kcal/kWh)** |
| **18200** | 19500 | 25,9 | 4850 | 409 | 122,7 | 98,5/98 | 788 | 3320 |

Tabella 5: "Monoalbero per azionamento di generatori elettrici per servizio di base" 4/5/1972, dati FIAT [11]

Assunzioni adoperate nei calcoli:

- Composizione aria:

| % Molare degli elementi in aria secca | |
|---|---|
| $N_2$ | 78,09 |
| $O_2$ | 20,95 |
| $A_r$ | 0,93 |
| $CO_2$ | 0,03 |

Tabella 6: % molare elementi in aria secca

- Modello reazione di combustione:

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$$

Quindi per una mole di metano ci vogliono due moli di ossigeno essendoci un rapporto stechiometrico pari a 0,5.

Considerando che la % di $O_2$ nell'aria è pari al 21% per far avvenire la reazione in rapporti stechiometrici sono necessarie 9,52 moli di aria.

Nel caso preso in considerazione ci sono:

  - 123 kg/s di aria → 4,25· $10^3$ mol (M= 28,96 g/mol);
  - 1,6 kg/s di $CH_4$ → 0,1· $10^3$ mol (M= 16 g/mol).

Quindi 1 mole di $CH_4$ corrisponde a 42,5 moli di aria.

Confrontando la reazione stechiometrica con il caso preso in considerazione si noti che l'aria è in eccesso di circa $\frac{42,5}{9,52} \cdot 100\% \cong 400\%$.

- Le perdite fluidodinamiche nel compressore e nella turbina sono state modellizzate con i rendimenti isoentropici ($\eta_{isc}$= 0,84, $\eta_{ist}$= 0,91);
- Perdite pneumatiche nel combustore (3,2% → $\eta_{\pi b}$=0,968);
- Perdite per imperfetta combustione (2,85% → $\eta_b$= 0,972), inoltre Hi=45822 kj/kg;
- Perdite meccaniche ($\eta_{mt} = \eta_{mc} = 0,97$);

```
    1910.0  TURBINE INLET TEMPERATURE

   T DB 1    T WB 1     P 1        DP      ETA F     ETA EC      N       N REF      F9        FS
    59.0      51.5     14.70      0.00     1.000     0.000     4850.     4938.   0.00000   0.00000
TOLD =              59.0000000 ITYP =           1 K1 =            0
D4145: TYPNOX =           1
   T1C       T2C       T1B       T1T       T2T       T2RG      G4      STODOLA     R C    R T   T 1TR
   519.0     987.5     987.5    1910.0    1227.0    1227.0    267.89    112.01    53.549    54.025 1900.9
   P1C      RHO C      P1T       P2T       H1C       H2RG      H1CRG    P CS      DH C      DH T   NOX PPM
  14.696     7.430   105.552    14.696    28.595   208.648    29.151   109.191   114.577   187.898    0.0
   G1        G8        GF        GB      ETA CP    ETA CT    ETA TP    ETA TT     K C       K T  ISO NOX
  267.18    270.56    3.3745    0.0000    0.8426    0.8426    0.8837    0.9112    1.3943    1.3409    0.0
  HP T      HR T     HP NET    HR NET    HP FAN     KW T      HR-KW    Q1 FAN    KW-DP    HP TRBN NOX LBHR
  25220.     9489.    25220.     9489.       0.    18176.    13167.   210530.    18176.    69048.    0.0
   O2        CO2       H2O       SO2       N2        A
```

Figura 34:Scheda di output: Punti termodinamici

```
Ambient Temperature for PH4145 run =  59.0 DEG F

                        PH4145       MKTPERF      MKTPERF      MKTPERF
                         Gross      No Margin    No Margin    No Inject
                                      Gross         Net          Net
Power(kw)                18176.       18164.       18204.           0.
HRate(btu/kw-hr)         13167.       13161.       13132.           0.
Exhaust Flow(lb/sec)     270.56
Exhaust Temp(R)          1226.98
Inlet flow(lb/sec)       267.18

*** IGV ANGLE =     0.0000 ***
Published Market Performance for CW191        BASE Rating
_____________________________________________________________

Net Power           18204. Kw          24411. Hp
Heat Rate           13132. Btu/KwHr    13855. KJ/KwHr       3310. KCal/KwH
Heat Flow*10**6    239.053 Btu/Hr     252.212 KJ/Hr        60.251 KCal/Hr
Thermal Effc y       25.99 %
Inlet Flow         266.842 lb/sec     121.037 Kg/sec    210.5 TSCFM
                   960631. lb/hr      435735. Kg/hr     210.3 TACFM
Fuel  Flow         3.37075 lb/sec     1.52894 Kg/sec
                  12134.68 lb/hr      5504.20 Kg/hr
Exhaust Flow       270.213 lb/sec     122.566 Kg/sec    215.0 TSCFM
                  972765.31 lb/hr    441238.94 Kg/hr    508.2 TACFM
Exhaust Heat       208.760 Btu/lb     203.074 MBtu/hr  .26391 CP EXH
Bleed Flow           0.000 lb/sec       0.000 Kg/sec       0.000 %Inlet
                     0.00 lb/hr         0.00 Kg/hr
Exhaust Temp        768.08 F           408.93 C          1227.77 R
Burner Outlet      1910.00 R
Rotor In Temp      1900.90 R
```

Figura 35: Scheda di output, valori prestazionali

Va osservato che il modello creato con il software CW4145 sposa perfettamente i dati di targa, pertanto è da considerarsi attendibile.

| | $P_n$ (kW) | $T_4$ (°C) | $G_4$ (kg/s) | $T_3$ (°C) | HR (kcal/kWh) |
|---|---|---|---|---|---|
| **DATI DI TARGA** | 18200 | 409 | 123 | 788 | 3320 |
| **DATI CW4145** | 18176 | 409 | 122 | 788 | 3316 |
| **DELTA %** | -0,13% | -0,12% | -0,98% | 0,00% | -0,12% |

Tabella 7: Confronto dati di targa VS dati simulati

## 5.2 Applicazione del modello alla TG16R

Per valutare le prestazioni della TG16R, si è preso come riferimento uno studio condotto da Westinghouse Canada nel ’76. In particolare sono noti $P_n$ e HR alla flangia turbina in funzione della temperatura ambiente ad un regime di rotazione ridotto (4650 rpm) rispetto a quelli della macchina a ciclo base (4850 rpm).

I dati presi come riferimento sono i seguenti:

| Fuel | Power (kW) | Heat Rate (BTU/kWh) | Speed (rpm) | $T_{amb}$ (°F) | $T_3$ (°F) |
|---|---|---|---|---|---|
| **Natural gas** | 17300 | 10100 | 4650 | 60 | 1450 |

Tabella 8: Dati estratti dallo studio condotto da Westinghouse [11]

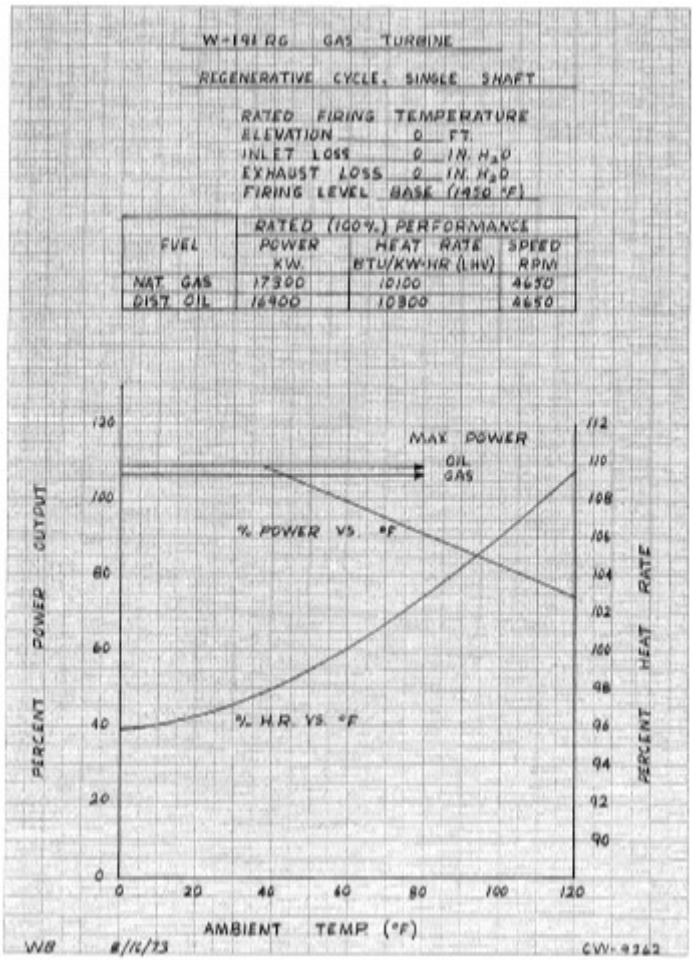



Figura 36: Studio condotto da Westinghouse, Potenza e HR in funzione della temperatura ambiente [11]

Per poter validare il modello sono state fatte le seguenti due ipotesi:

- Perdite di pressione nello scambiatore rigenerativo prese dai dati reali dellaTG5 BR:
  - 2% lato aria, $\eta_{\pi A} \frac{p_5}{p_2} = 0{,}98$;
  - 2% lato gas combusti, $\eta_{\pi exh} \frac{p_6}{p_4} = 0{,}98$;
- Efficienza di rigenerazione (ε): $\left(\frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}\right)$ *100 = 87% (da dati TG5 BR);

### 5.2.1 Risultato applicazione modello su TG16R

Vengono, di seguito, riportati i risultati delle simulazioni. In particolare l'obiettivo è stato il "matching" tra i dati di targa dello studio condotto da Westinghouse e il modello ipotizzato con il software CW4145.

| | $P_n$ (kW) | HR (kcal/kWh) |
|---|---|---|
| **Dati di targa** | 17300 | 2545 |
| **Dati CW4145** | 17296 | 2547 |
| **Delta%** | -0,02% | +0.08% |

Tabella 9: Confronto dati di targa VS dati simulati

Il modello della TG16R sposa perfettamente i risultati dello studio condotto da Westinghouse Canada nel '76 a giri ridotti, pertanto può essere utilizzato per valutare le prestazioni della macchina rigenerata a pieni giri.

## 5.3 Confronto delle prestazioni a pieni giri

Vengono di seguito riportate le prestazioni delle due macchine portate a pieni giri:

| | $P_n$ (kW) | $T_4$ (°C) | $G_4$ (kg/s) | $T_3$ (°C) | HR (kcal/kWh) | ηg (%) | Rotazione (rpm) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **TG16 CW4145** | 18807 | 409 | 122 | 788 | 3207 | 26,8 | 4850 |
| **TG16 R CW4145** | 17823 | 410 | 121,2 | 788 | 2651 | 32,4 | 4850 |
| **DELTA %** | -5,0% | -0,2% | -0,6% | 0% | -17% | +21% | 0% |

Tabella 10: Confronto prestazioni a pieno regime di rotazione

Si registra:

• una riduzione di potenza (-5%) legata alla contropressione allo scarico turbina ed alla mandata del compressore assiale

• un notevole incremento di rendimento (+21%) in quanto l'effetto preponderante della rigenerazione è il minore consumo di combustibile dovuto al preriscaldo dell'aria in uscita dal compressore mediante i gas di scarico;

Validato il modello della TG16 R e, partendo dai dati estrapolati dal software CW4145, è stato dimensionato lo scambiatore di calore Shell and Tube utilizzando il software Aspen EDR.

# 6. SCAMBIATORI DI CALORE A FASCIO TUBIERO “SHELL AND TUBE”

Uno scambiatore a fascio tubiero e mantello è uno scambiatore di calore a superficie, costituito principalmente da un fascio di tubi collocato all'interno di un recipiente di forma più o meno cilindrica (*mantello*). Tale dispositivo è attraversato da due correnti: una corrente scorre nel "lato tubi" (cioè all'interno dei tubi), mentre l'altra corrente scorre nel "lato mantello" (cioè nello spazio delimitato tra la superficie interna del mantello e le superfici esterne dei tubi).

È di gran lunga il tipo di scambiatore di calore più utilizzato, e permette lo scambio di grandi quantità di calore, avendo superfici di scambio che possono arrivare a decine di migliaia di metri quadrati.

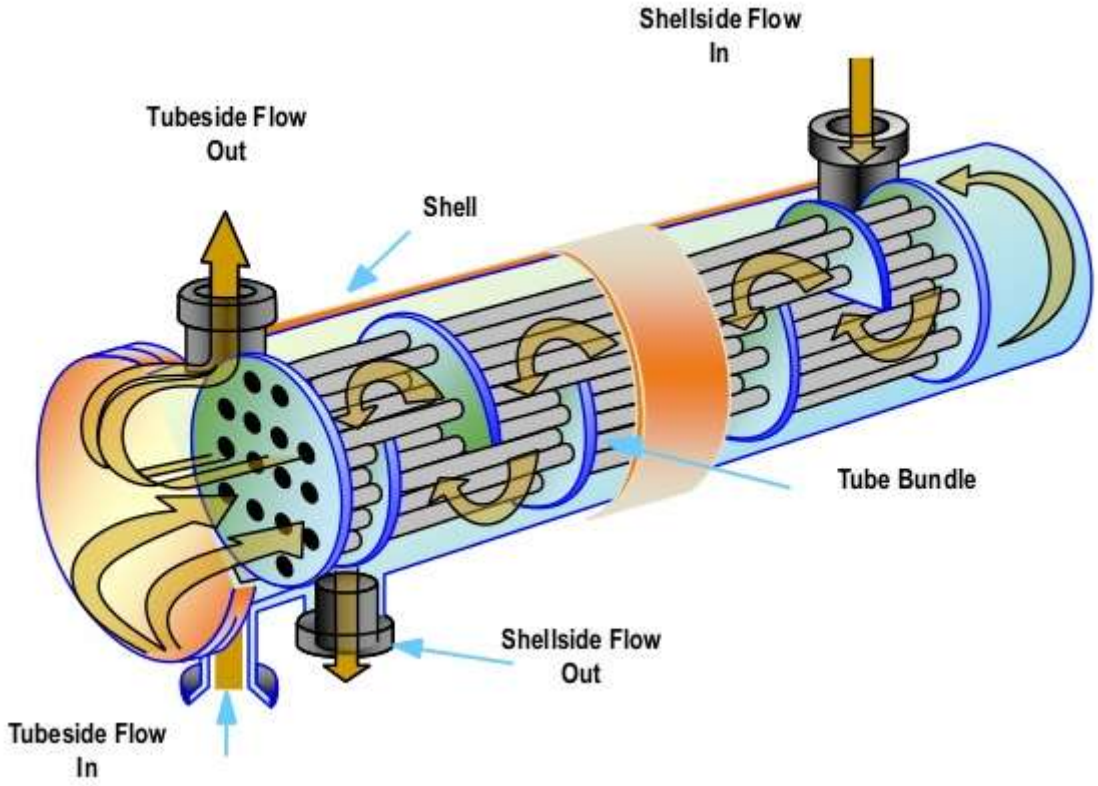



Figura 37: Scambiatori di calore Shell and Tube [12]

## 6.1 **Nomenclatura e classifficazioni secondo TEMA**

La progettazione degli scambiatori a fascio tubiero avviene in accordo con le indicazioni dell'associazione statunitense TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers' Association*), che cura la pubblicazione di norme relative alla classificazione, dimensionamento e costruzione degli scambiatori.

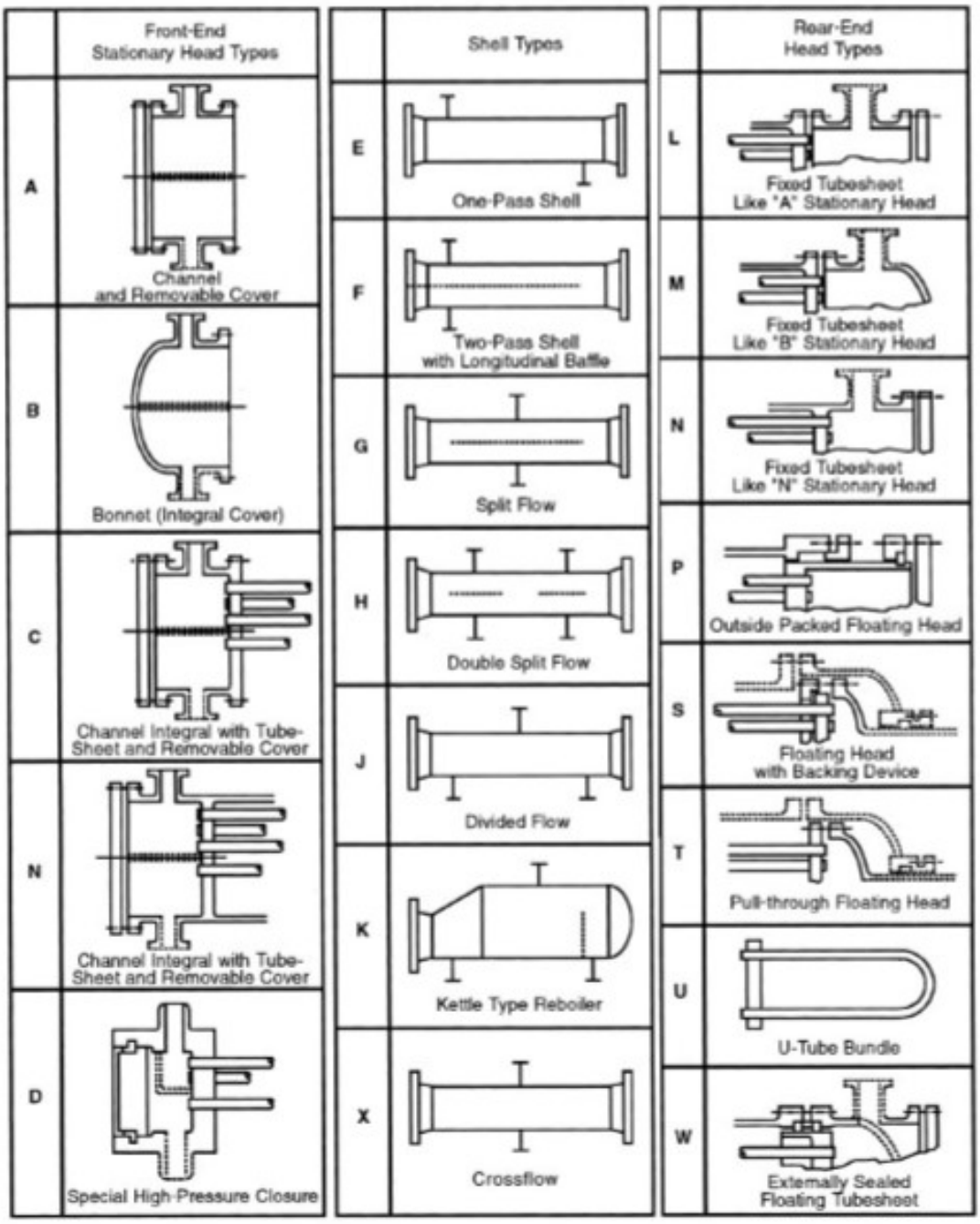



Figura 38: Classificazione scambiatori secondo TEMA [13]

La scelta viene fatta in base a:

- In funzione della tipologia di interazione tra i flussi (Shell Types);
- In funzione della tipologia di fluidi e delle condizioni termodinamiche;
- In funzione dello stress termico tra mantello e tubi, in particolare la testata frontale (front-end head) è sempre fissa, quella di coda (rear-end head) può essere fissa o flottante, a seconda dello stress termico che si crea tra mantello e fascio tubiero, dovuto alla differente temperatura e alla conseguente differenza di dilatazioni termiche.

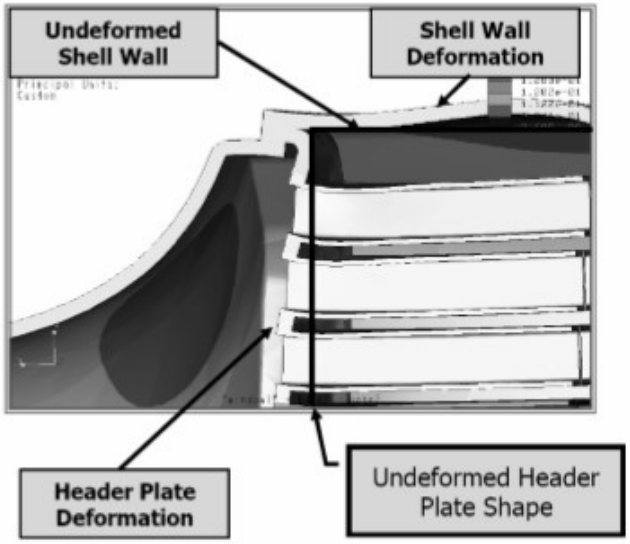



Figura 39: Stress termici scambiatori [13]

Le teste fisse hanno il vantaggio di essere più economiche rispetto alle teste flottanti, ma dall'altra parte la manutenzione degli scambiatori a teste flottanti risulta più agevole: infatti nel caso delle teste flottanti è possibile sfilare il fascio tubiero dal mantello smontando la testa, mentre nel caso delle teste fisse le operazioni di smontaggio sono più lunghe.

### 6.1.1 Caratteristiche costruttive mantello e testate

Vengono di seguito riportate le caratteristiche costruttive del mantello e delle testate.

- MANTELLO (SHELL): Generalmente ha forma cilindrica con sezione trasversale uniformemente circolare. Il fluido lato-mantello entra ed esce attraverso bocchelli flangiati (nozzles) costituiti da tubi a sezione costante, saldati sul mantello.
  - Diametro esterno: 50 mm ÷ 3 m;
  - Ricavato da processi di formatura;
  - Materiali: generalmente acciai.

- TESTATE: Hanno caratteristiche costruttive simili al mantello. Il fluido lato-tubi entra ed esce attraverso bocchelli flangiati (nozzles) costituiti da tubi a sezione costante.
  Criteri di scelta per la testata frontale (front-end head) sempre fissa:
  - Costo;
  - Manutenzione e ispezione;
  - Sostituzione dei tubi;
  - Rischio dovuto al mescolamento tra i due fluidi e a perdite esterne;
  - Pressione di esercizio.

  Criteri di scelta per la testata di coda (rearend head), fissa o flottante:

  - Controllo degli stress termici;
  - Rimozione del fascio tubiero per la pulitura delle superfici di scambio termico;
  - Prevenzione di mescolamento tra i due fluidi;
  - Tamponamento di eventuali perdite verso l'esterno.

### 6.1.2 Caratteristiche costruttive gruppo fascio tubiero

Il gruppo fascio tubiero è composto da:

- Diaframmi (Baffles);
- Fascio tubiero (Tubes Bundle);
- Piastre tubiere (Tubesheets);

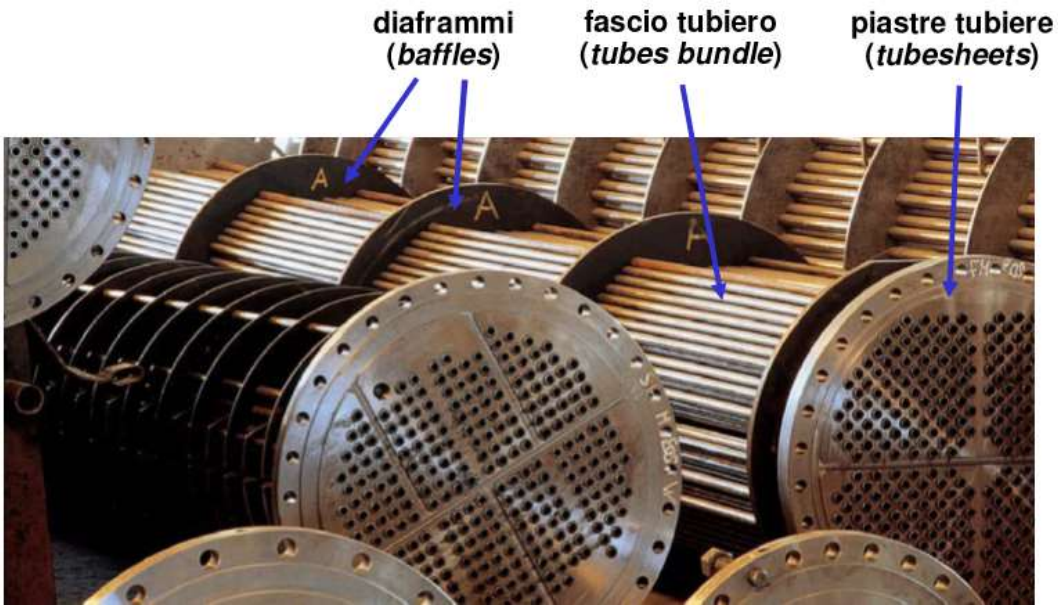


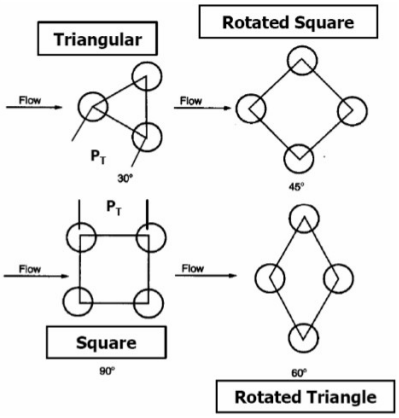

Figura 40: Gruppo fascio tubiero [13]

- TUBI: Possono avere superficie liscia o di varia rugosità (fino a creare vere e proprie alettature per accrescere lo scambio termico). Caratteristiche costruttive:
    - Diametro esterno: [6.35÷50.8] mm;
    - Diametri più comuni per tubi lisci: [15.88, 19.05, 25.40] mm;
    - Pulitura meccanica: diametro minimo 19.05 mm (per diametri superiori occorre pulitura chimica);
    - Lunghezza fino a 30 m ($1/5 < \frac{diametro\ mantello}{lunghezza\ tubi} < 1/15$);
    - Processi di lavorazione: formatura, trafilatura, estrusione, saldatura;
    - Materiali: acciai, plastici, ceramici.

Le disposizioni più comuni sono a quadrato e a triangolo equilatero. La prima disposizione facilita la pulitura meccanica, la seconda aumenta la densità dei tubi nel fascio.

Scelta del passo: 1.25 < PT/d < 1.5.

- passo stretto (PT/d ridotto),
  aumenta lo scambio termico e la compattezza, indebolisce le piastre tubiere
- passo largo (PT/d elevato),
  riduce lo scambio termico e la compattezza, facilita la pulitura




### 6.1.3 Problematiche relative al funzionamento

Gli scambiatori Shell and Tube possono presentare alcuni malfunzionamenti causati da fouling, vibrazioni e distribuzione non uniforme del flusso.

In particolare:

- **Fouling:** consiste nel deposito di materiale solido all'interno dei tubi. Tali solidi possono essere trasportati dai fluidi o prodotti per precipitazione (come avviene nel caso del calcare).
  A causa di tale fenomeno si può avere una riduzione del coefficiente di scambio termico e intasamento dei tubi, con conseguente diminuzione delle performance dello scambiatore.
  In fase di manutenzione, è possibile utilizzare dei metodi di pulizia meccanica dei tubi e del mantello. Ad esempio per la pulizia dei tubi si possono utilizzare le “trapogge”, che sono spugne di forma sferica che vengono spinte all'interno dei tubi attraverso l'utilizzo di fluidi aventi una pressione adeguata.

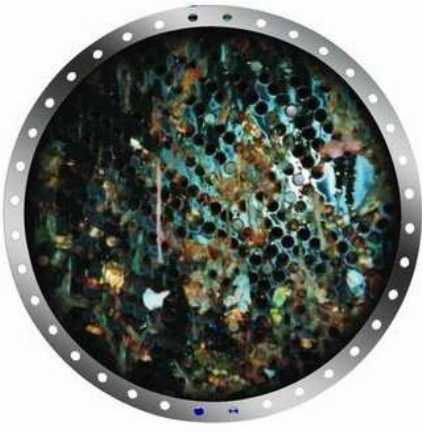


Figura 41: Problema del fouling [13]

- **Vibrazioni:** Un aspetto di cui bisogna tenere conto durante la progettazione degli scambiatori Shell and Tube è la possibilità che si manifestino vibrazioni, le quali possono essere di due tipi:
    1. Vibrazioni dei tubi;
    2. Vibrazioni acustiche (che possono superare 160 dB).

  Tali vibrazioni sono dovute al passaggio del fluido all'interno dell'apparecchiatura e, sebbene la percentuale che si verifichino sia piuttosto bassa (minore dell'1%), quando ciò accade durante il funzionamento dell'apparecchiatura comporta notevoli costi: per tale motivo tale possibilità viene presa in considerazione durante la progettazione dello scambiatore.

  La prevenzione delle vibrazioni dei tubi viene svolta individuando anzitutto i tubi che sono maggiormente sollecitati e migliorando la stabilità meccanica del fascio tubiero, ad esempio attraverso l'utilizzo di spaziatori.
- **Distribuzione non uniforme del flusso:** Tutti gli scambiatori di calore presentano una distribuzione del flusso non perfettamente uniforme. Le cause di tale distribuzione non uniforme possono essere molteplici, ad esempio può essere associata alle tolleranze dell'apparecchiatura o a fenomeni di sporcamento.

  La distribuzione non uniforme del flusso può comportare il peggioramento delle performance dello scambiatore nonché il suo danneggiamento.

Per diminuire tale fenomeno, all'imbocco dello scambiatore viene installato in genere un setto in direzione trasversale alla direzione del flusso allo scopo di rendere più uniforme il profilo di velocità. Tale setto serve inoltre a proteggere i tubi posti vicino al bocchello da eventuali fenomeni di erosione.

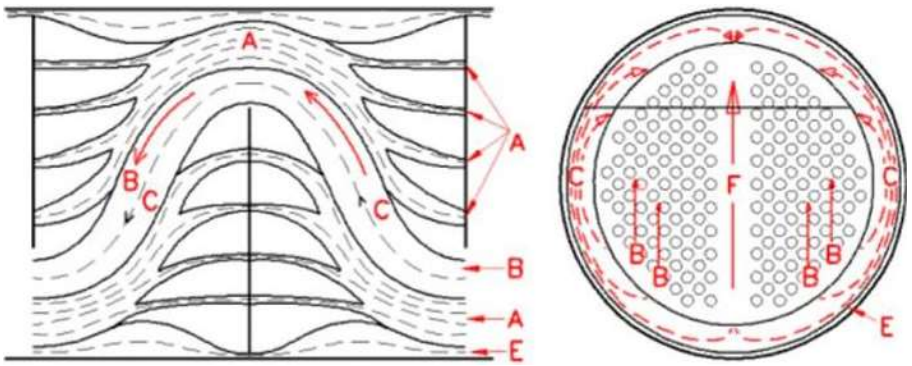



Figura 42: Distribuzione non uniforme del flusso [13]

# 7. STUDIO PRELIMINARE DI DIMENSIONAMENTO DELLO SCAMBIATORE

In via preliminare è stato effettuato uno studio analitico di sensibilità per vedere l'effetto dell'efficienza di rigenerazione (ε) sulle dimensioni dello scambiatore.

In particolare, dopo aver validato il modello della TG16 R, è stato possibile estrarre le 4 temperature ($T_2$ , $T_5$, $T_4$ , $T_6$ ) variando l'efficienza di scambio termico e quindi la potenza termica complessivamente scambiata.

Lo schema di riferimento è il seguente:

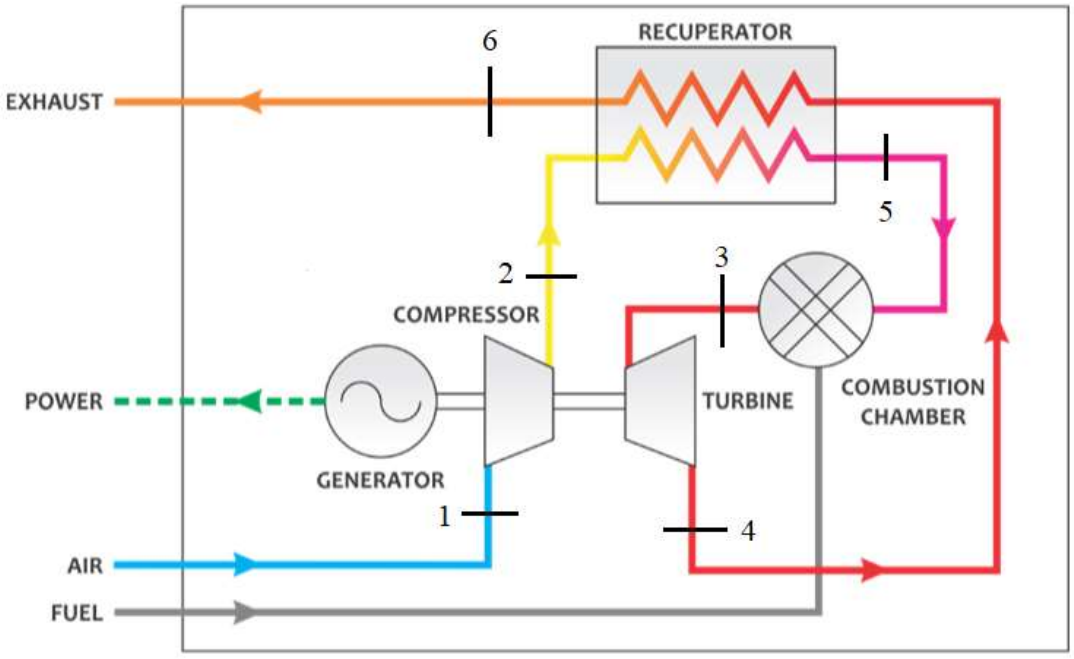



Figura 43: Schema impianto rigenerativo di riferimento

- $T_2$ = Temperatura di mandata compressore;
- $T_5$ = Temperatura dell'aria all'uscita del rigeneratore;
- $T_4$ = Temperatura di scarico turbina (gas combusti);
- $T_6$ = Temperatura dei gas combusti all'uscita del rigeneratore;
- $G_{air}$ = Portata di aria mandata dal compressore;
- $G_{exh}$= Portata dei gas si scarico turbina

## 7.1 **Dimensionamento mediante metodo LMTD**

Il metodo di pre-dimensionamento utilizzato è quello della media logaritmica delle differenze di temperatura (Metodo LMTD). La procedura adottata è la seguente:

- Potenza termica scambiata:

$$\dot{Q} = G_{exh} * c_{pexh} * (T_4 - T_6) = G_{air} * c_{pair} * (T_5 - T_2) \quad \textbf{[MW]}$$

- Differenza media logaritmica:

$$\textbf{LMTD} = \frac{(T_4 - T_5) - (T_6 - T_2)}{\ln(\frac{T_4 - T_5}{T_6 - T_2})} \quad \textbf{[°C]}$$

- Coefficiente di controcorrente non perfetta:

F = Scelto in base alla geometria da opportuni diagrammi di correzione

In particolare, per la scelta, si calcolano i parametri:

$$\mathbf{R} = \frac{\mathbf{T_2 - T_5}}{\mathbf{T_6 - T_4}} \qquad \mathbf{S} = \frac{\mathbf{T_6 - T_4}}{\mathbf{T_2 - T_4}}$$

Con l'ipotesi che il fluido caldo (gas combusti) passi nei tubi, mentre il fluido freddo (aria compressa mandata dal compressore) passi nel mantello.

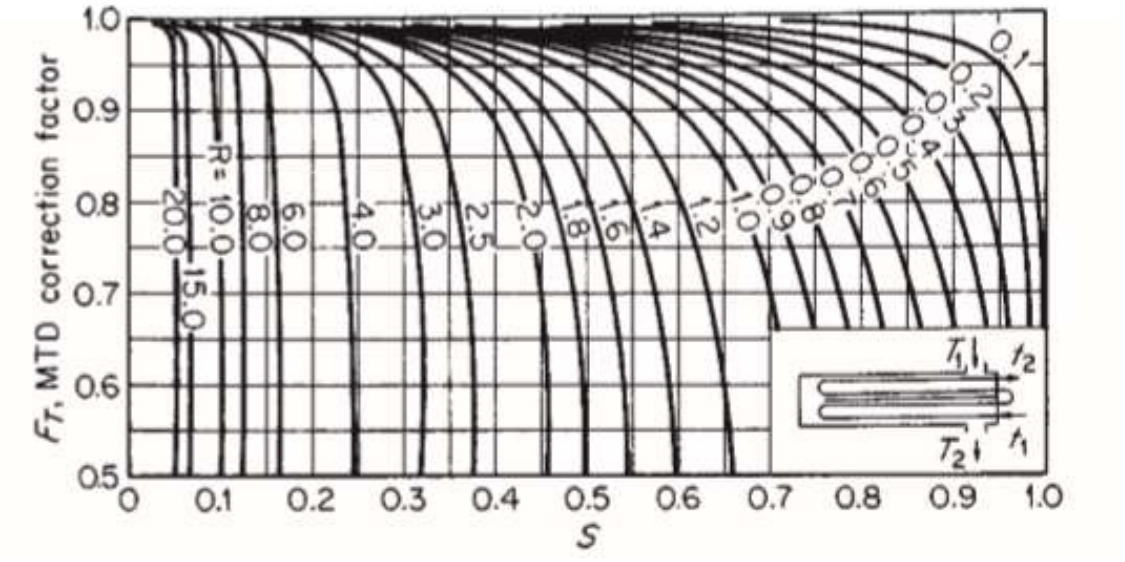



Figura 44:Esempio andamenti R, S per il calcolo del fattore di correzione F in scambiatore 2/4 [14]

- Coefficiente di controcorrente non perfetta corretto:

$$\mathbf{MTD = F \cdot (LMTD)\ [°C]}$$

- Coefficiente di trasmissione globale:

$$\boldsymbol{U_0 = \frac{1}{\frac{d_0}{d_i * h_i} + \frac{d_0 * R_{fi}}{d_i} + \frac{1}{h_0} + R_{fo}}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K}\right]$$

  - $d_o$ [mm]= diametro esterno del tubo;
  - $d_i$ [mm]= diametro interno del tubo;
  - s [mm] = spessore del tubo;
  - $ho\ [\frac{W}{m^2 K}]$ = coefficiente di convezione lato mantello;
  - $hi\ [\frac{W}{m^2 K}]$ = coefficiente di convezione lato tubi;
  - $R_{fo}[\frac{m^2 K}{W}]$ = coefficiente di fouling lato mantello;
  - $R_{fi}[\frac{m^2 K}{W}]$ = coefficiente di fouling lato tubi;

- Area di scambio termico globale:

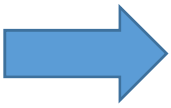
$$\boldsymbol{A_O = \frac{\dot{Q}}{U_0 * MTD}} \qquad \textbf{e} \qquad \boldsymbol{A_O = N_t * \pi * d_O * L\ [m^2]}$$

Da cui si ricava:

- $N_t$ = Numero di tubi;
- $L/D$= Lunghezza scambiatore/Diametro mantello

Quindi, variando l'efficienza di rigenerazione sono state calcolate le seguenti grandezze:

| VARIABILI DI INPUT |
|---|
| $\dot{Q}$ [MW] |
| MTD [°C] |
| do [mm] |
| s [mm] |
| Uo [W/$m^2$K] |



| VARIABILI DI OUTPUT |
|---|
| $Ao[m^2]$ |
| L [m] |
| D [m] |
| Nt |

È importante considerare che nel calcolo è stato mantenuto costante il diametro esterno dei tubi do = 25,4 mm e lo spessore s =1,2 mm.

Per quanto riguarda i coefficienti di convezione ($h_o$, $h_i$) e i coefficienti di fouling ($R_{fo}, R_{fi}$) sono stati utilizzati dei valori tabulati.

È di seguito riportata una tabella riassuntiva dell'effetto della variazione dell'efficienza di rigenerazione sulle prestazioni (Pn e ηg) alla flangia turbina, confrontandole con quelle del ciclo base della TG 16.

| ε | Pn [kW] | Scostamento (%) | ηg | Scostamento | Scostamento (%) |
|---|---|---|---|---|---|
| **0,87** | 17823 | -5,23 | 0,324 | 0,056 | 20,90 |
| **0,85** | 17818 | -5,26 | 0,322 | 0,054 | 20,15 |
| **0,83** | 17821 | -5,24 | 0,32 | 0,052 | 19,40 |
| **0,81** | 17836 | -5,16 | 0,319 | 0,051 | 19,03 |
| **0,79** | 17822 | -5,24 | 0,316 | 0,048 | 17,91 |
| **0,77** | 17833 | -5,18 | 0,315 | 0,047 | 17,54 |
| **0,75** | 17836 | -5,16 | 0,313 | 0,045 | 16,79 |
| **0,73** | 17841 | -5,14 | 0,311 | 0,043 | 16,04 |
| **0,71** | 17842 | -5,13 | 0,309 | 0,041 | 15,30 |
| **0,69** | 17847 | -5,10 | 0,308 | 0,04 | 14,93 |
| **0,64** | 17856 | -5,06 | 0,303 | 0,035 | 13,06 |
| **0,59** | 17877 | -4,94 | 0,299 | 0,031 | 11,57 |
| **0,5** | 17898 | -4,83 | 0,292 | 0,024 | 8,96 |
| **0,4** | 17909 | -4,77 | 0,284 | 0,016 | 5,97 |
| **0,3** | 17939 | -4,62 | 0,277 | 0,009 | 3,36 |

Tabella 11: Prestazioni al variare dell'efficienza di rigenerazione

Si può osservare che:

- La Pn non viene influenzata significativamente dalla variazione dell'efficienza di rigenerazione infatti si registra una diminuzione compresa nel range - [5,23-4,6] %;
- Il rendimento globale, invece, viene notevolmente influenzato, infatti una riduzione di efficienza di rigenerazione comporta, come effetto preponderante, un incremento di consumo di combustibile. [20,9-3,6] %.

È importante considerare che nello studio parametrico l'efficienza di rigenerazione è stata portata fino a valori non fisicamente ammissibili, ma questo solo per mettere in evidenza come le dimensioni dello scambiatore vengano scalate in funzione della potenza termica scambiata.

Sono stati ottenuti i seguenti andamenti:

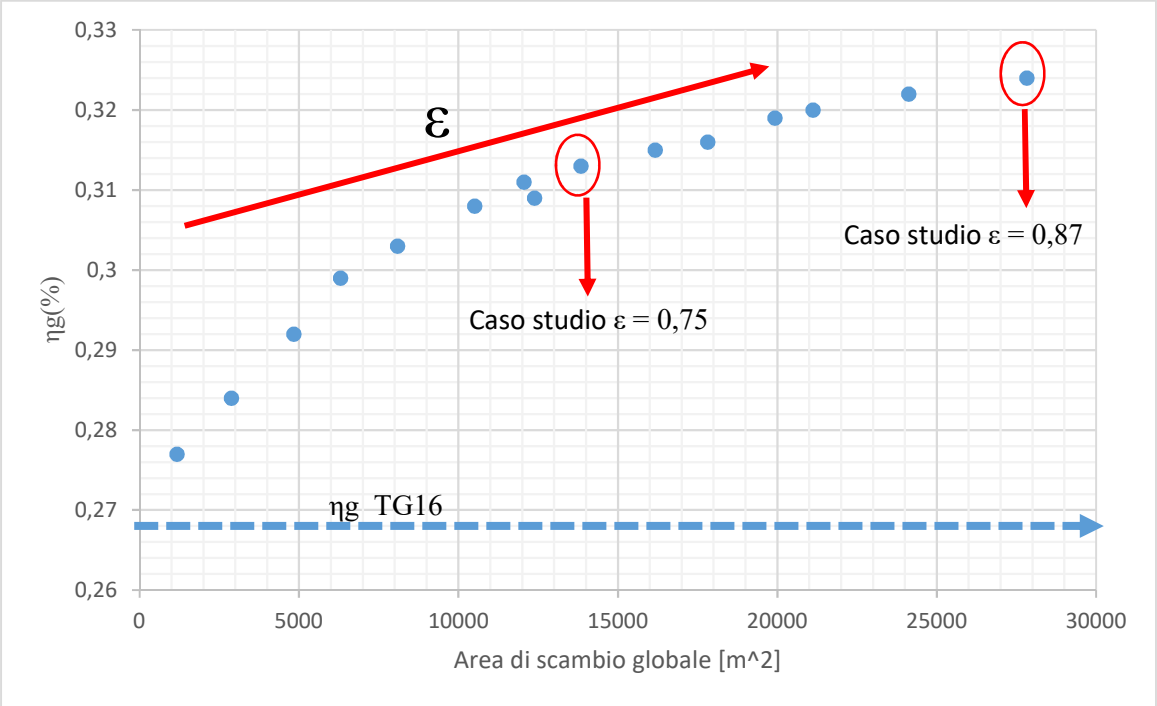



Figura 45: Andamento rendimento globale e area di scambio globale in funzione dell'efficienza di rigenerazione

È ovvio aspettarsi che, a parità di portate, temperature $T_2$ e $T_4$ ,all'aumentare dell'efficienza di rigenerazione aumenti il rendimento globale e quindi l'area di scambio termico totale.
Per ogni punto della figura 42 (quindi per ogni area di scambio riportata) è stata calcolcata l'effettiva lunghezza dello scambiatore come viene riportato nella figura 43.

In particolare, il fattore di correzione F, determinato con i parametri R e S, permette una variazione del numero di passaggi e quindi delle dimensioni dello scambiatore al diminuire dell'efficienza di rigenerazione che si traduce in una diminuzione di potenza termica scambiata. Quindi una diminuzione di ε comporta una riduzione:

- della potenza termica scambiata in quanto variano $T_5$ e $T_6$;
- dell'area di scambio globale;
- delle effettive dimensioni dello scambiatore quindi il numero di passaggi risulta ridotto. (Es. Scambiatore 6/12: 6 passaggi lato mantello, 12 passaggi lato tubi).

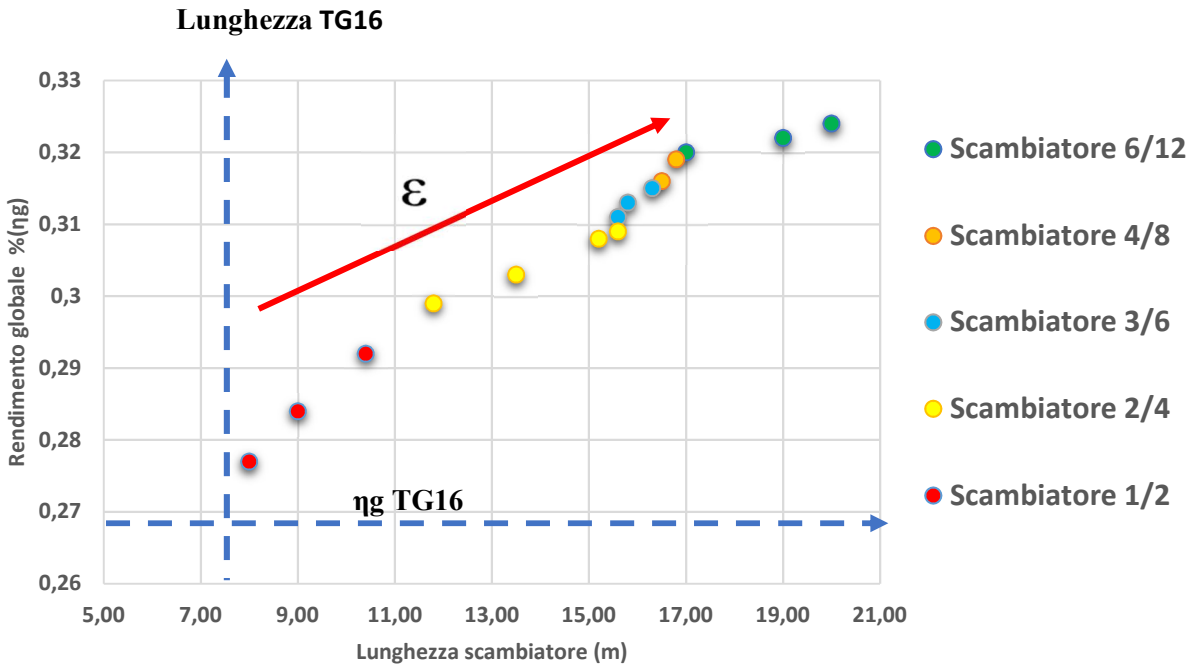



Figura 46: Andamento rendimento globale e lunghezza scambiatore in funzione dell'efficienza di rigenerazione

Va sottolineato che gli andamenti riportati sono stati ottenuti analiticamente, quindi hanno carattere del tutto indicativo (incertezza sul calcolo del coefficiente di trasmissione globale Uo). A livello commerciale, infatti, è sconsigliato l'utilizzo di scambiatori con più di 2 passaggi in quanto le perdite di pressione potrebbero essere troppo elevate.

Dagli andamenti riportati emerge un aspetto fondamentale: le dimensioni dello scambiatore Shell and Tube sono troppo elevate rispetto a quelle della turbina.

Tale risultato viene confermato utilizzando il software Aspen EDR.

# 8. MODELLAZIONE DELLO SCAMBIATORE SHELL AND TUBE CON ASPEN EDR

Per quanto riguarda la modellazione della geometria e la valutazione delle prestazioni ottimali dello scambiatore di calore Shell and Tube è stato utilizzato il software Aspen EDR (Exchanger Design and Rating).

Entrando con i dati del modello della TG16 R è stato possibile ottenere il CAD di varie tipologie di scambiatore, la scheda tecnica, gli andamenti delle temperature e una stima dei costi.

Lo studio è stato articolato nelle seguenti fasi:

1. Scelta della geometria dello scambiatore assumendo una efficienza di rigenerazione $\varepsilon = 0{,}87$.
2. Scelta della geometria dello scambiatore assumendo una efficienza di rigenerazione $\varepsilon = 0{,}75$.
3. Analisi economica.

## 8.1 Shell and Tube con efficienza di rigenerazione pari al 87%

I dati termodinamici per il dimensionamento delle varie tipologie di scambiatore sono i seguenti:

| VARIABILI DI INPUT | |
|---|---|
| $G_{exhaust}$ [kg/s] | 122,4 |
| $G_{air}$ [kg/s] | 121,2 |
| $T_2$ [°C] | 278 |
| $T_5$ [°C] | 393 |
| $T_4$ [°C] | 410 |
| $T_6$ [°C] | 302 |
| $p_4$ [bar] | 1,07 |
| $p_2$ [bar] | 7,64 |
| Perdite di pressione stimate | 2% |
| Coefficiente di fouling [$\mathbf{m^2K/W}$] | 0,0001 |

Tabella 12: Dati di input Aspen EDR

- Composizione aria:

| % in volume degli elementi in aria secca | |
|---|---|
| $N_2$ | 78,09 |
| $O_2$ | 20,95 |
| $A_r$ | 0,93 |
| $CO_2$ | 0,03 |

Tabella 13: %Volume elementi in aria secca

- Composizione gas di scarico:

| % in volume degli elementi nei gas combusti | |
|---|---|
| $N_2$ | 75,73 |
| $O_2$ | 16,12 |
| $A_r$ | 0,9 |
| $CO_2$ | 2,14 |
| $H_2O$ | 5,11 |
| $NO_X$ | 0,006 |

Tabella 14: %Volume elementi nei gas combusti

Gli elementi di scelta sono riportati:

- Geometria dello scambiatore;
- Fascio tubiero (Tubes bundle);
- Testate (Heads) in rapporto alla geometria del mantello (Shell);
- Piastre tubiere (Tubesheets) in rapporto al diametro interno ed esterno del mantello;
- Numero di tubi, passo, diametro esterno;
- Diaframmi (Baffles).

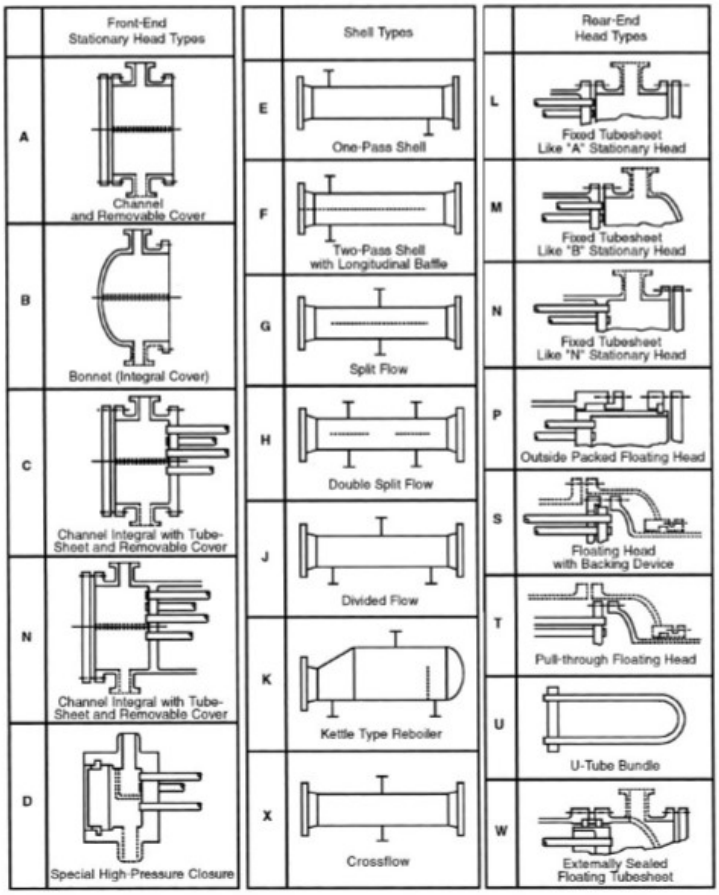



Figura 47: Designazione TEMA [13]

Partendo dai dati riportati sono state studiate due particolari geometrie (designazione **TEMA**):

1. **BEM**: Scambiatore con testate curve imbullonate al fascio tubiero e diaframmi nel lato mantello. Interazione dei flussi: 1/1.

2. **CFN**: Scambiatore con testate piatte imbullonate al fascio tubiero e un diaframma assiale nel lato mantello. Interazione dei flussi: 2/2.

### 8.1.1 **Geometria BEM**

Viene di seguito riportato il layout dello scambiatore e della piastra tubiera con la relativa scheda tecnica secondo TEMA. (Scambiatore 1/1).

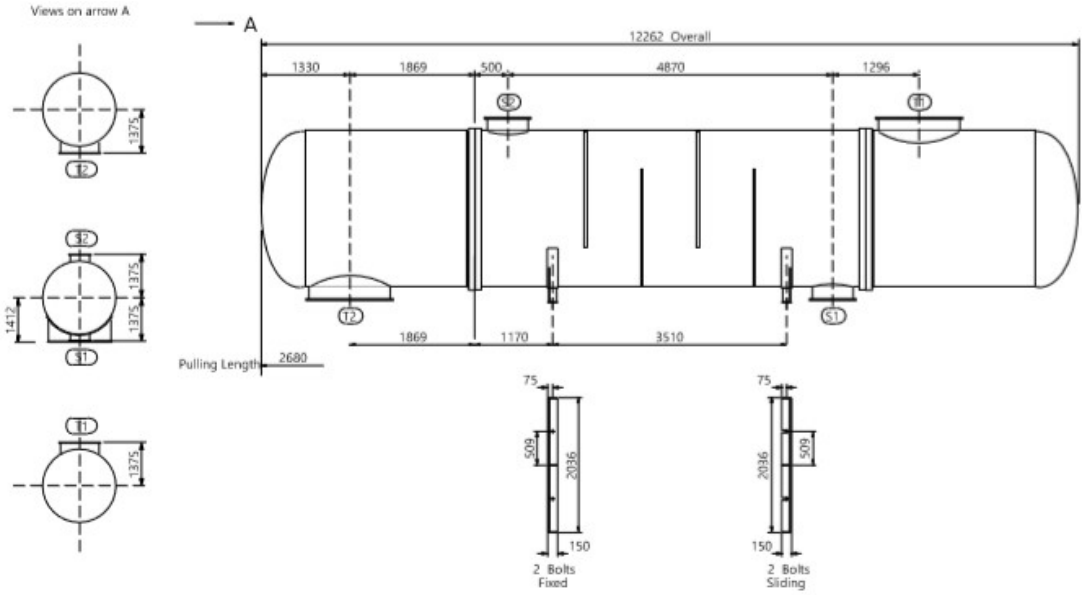



Figura 48: Vista longitudinale scambiatore BEM

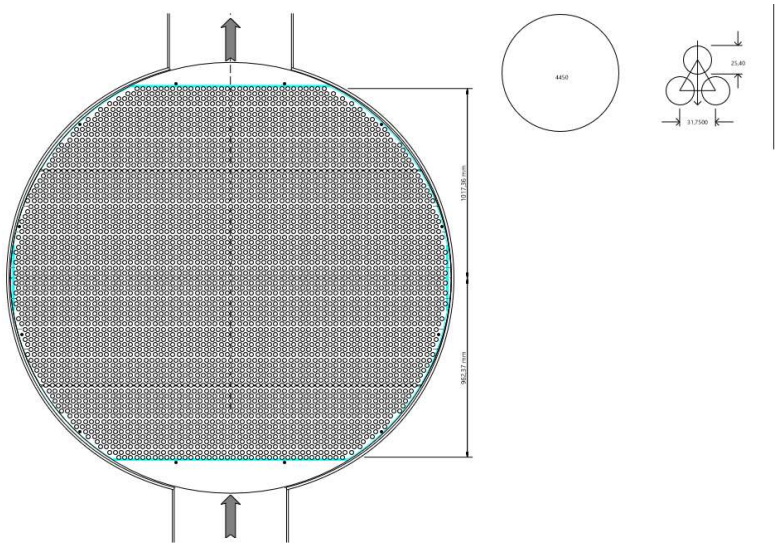


Figura 49: Vista frontale scambiatore BEM, fascio tubiero

## Heat Exchanger Specification Sheet

| | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Company: ETHOS ENERGY S.p.a. | | | | | | | | |
| Location: | | | | | | | | |
| Service of Unit: | | Our Reference: | | | | | | |
| Item No.: | | Your Reference: | | | | | | |
| Date: | Rev No.: | Job No.: | | | | | | |
| Size | 2325 - | 5850 mm | Type | BEM | Hor | Connected in | 8 parallel | 2 series |
| Surf/unit(eff.) | 32140 m² | | Shells/unit | 16 | | Surf/shell (eff.) | 2008,7 | m² |

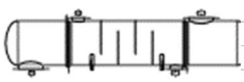
**PERFORMANCE OF ONE UNIT**

| Fluid allocation | | Shell Side | | Tube Side | |
|---|---|---|---|---|---|
| Fluid Name | | Air | | Exhaust gas | |
| Fluid quantity, Total | kg/s | 121,19 | | 122,39 | |
| Vapor (In/Out) | kg/s | 121,19 | 121,19 | 122,39 | 122,39 |
| Liquid | kg/s | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Noncondensable | kg/s | 0 | | 0 | |
| | | | | | |
| Temperature (In/Out) | °C | 277,85 | 393,05 | 410,25 | 302,05 |
| Dew / Bubble point | °C | | | | |
| Density (Vap / Liq) | kg/m³ | 4,83 / | 3,91 / | 0,53 / | 0,62 / |
| Viscosity | mPa-s | 0,028 / | 0,031 / | 0,032 / | 0,028 / |
| Molecular wt, Vap | | 28,96 | 28,96 | 28,66 | 28,66 |
| Molecular wt, NC | | | | | |
| Specific heat | kJ/(kg-K) | 1,043 / | 1,068 / | 1,103 / | 1,074 / |
| Thermal conductivity | W/(m-K) | 0,05 / | 0,058 / | 0,06 / | 0,052 / |
| Latent heat | kJ/kg | | | | |
| Pressure (abs) | bar | 7,63388 | 7,48461 | 1,05701 | 1,04114 |
| Velocity (Mean/Max) | m/s | 7,43 / | 10,64 | 14,31 / | 15,52 |
| Pressure drop, allow./calc. | bar | 0,15237 | 0,14927 | 0,02137 | 0,01586 |
| Fouling resistance (min) | m²-K/W | 0,0001 | | 0,0001 0,00011 | Ao based |
| Heat exchanged | 14574 kW | | | MTD corrected | 20,52 °C |
| Transfer rate, Service | 22,1 | Dirty | 33,5 | Clean 33,8 | W/(m²-K) |

**CONSTRUCTION OF ONE SHELL**

| | | | Shell Side | Tube Side |
|---|---|---|---|---|
| Design/vac/test pressure:g | | bar | 7,6338 / / | 1,036 / / |
| Design temperature | | °C | 277,85 | 302,05 |
| Number passes per shell | | | 1 | 1 |
| Corrosion allowance | | mm | 3,18 | 3,18 |
| Connections | In | mm | 1 610 / - | 1 1473,2 / - |
| Size/rating | Out | | 1 660 / - | 1 1219,2 / - |
| Nominal | Intermediate | | 1 610 / - | 1 1219,2 / - |

**Sketch**



| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Tube No. 4450 | OD 25,4 | Tks- Avg 1,2 mm | Length 5850 mm | Pitch 31,75 mm | | | |
| Tube type | Plain | #/m | Material | Carbon Steel | Tube pattern | 30 | |
| Shell | Carbon Steel | ID 2325 | OD 2351 mm | Shell cover | - | | |
| Channel or bonnet | | Carbon Steel | | Channel cover | - | | |
| Tubesheet-stationary | | Carbon Steel | | Tubesheet-floating | - | | |
| Floating head cover | | - | | Impingement protection | None | | |
| Baffle-cross | Carbon Steel | Type | Single segme | Cut(%d) 25 H | Spacing: c/c | 845 | mm |
| Baffle-long | - | | Seal type | | Inlet | 1560,98 | mm |
| Supports-tube | | | U-Bend | 0 | Type | | |
| Bypass seal | | | Tube-tubesheet joint | | Exp. 2 grv | | |
| Expansion joint | - | | Type | None | | | |
| RhoV2-Inlet nozzle | 634 | Bundle entrance | 211 | | Bundle exit | 346 | kg/(m- |
| Gaskets - Shell side | - | | Tube Side | | Flat Metal Jacket Fibe | | |
| Floating head | - | | | | | | |
| Code requirements | ASME Code Sec VIII Div 1 | | | TEMA class | R - refinery service | | |
| Weight/Shell | 35434,6 | | Filled with water | 79868 | Bundle | 23419,9 | kg |
| Remarks | | | | | | | |

Tabella 15: Tema sheet scambiatore BEM

Si può notare che:

- Il software, per questa tipologia di geometria prevede la presenza di 16 scambiatori lunghi 12 m. Questo è dovuto probabilmente al fatto che l'interazione dei flussi del tipo 1/1 non è sufficiente per scambiare 14,5 MW. Sebbene l'area di scambio globale sia prossima a quella calcolata analiticamente il numero di scambiatori è troppo elevato per essere optata come scelta.
- Le perdite di pressione sono molto prossime al 2%. Ovviamente cercando di diminuire gli scambiatori, tali perdite aumentano drasticamente il che non risulta conveniente.

Per quanto riguarda gli andamenti di temperatura:

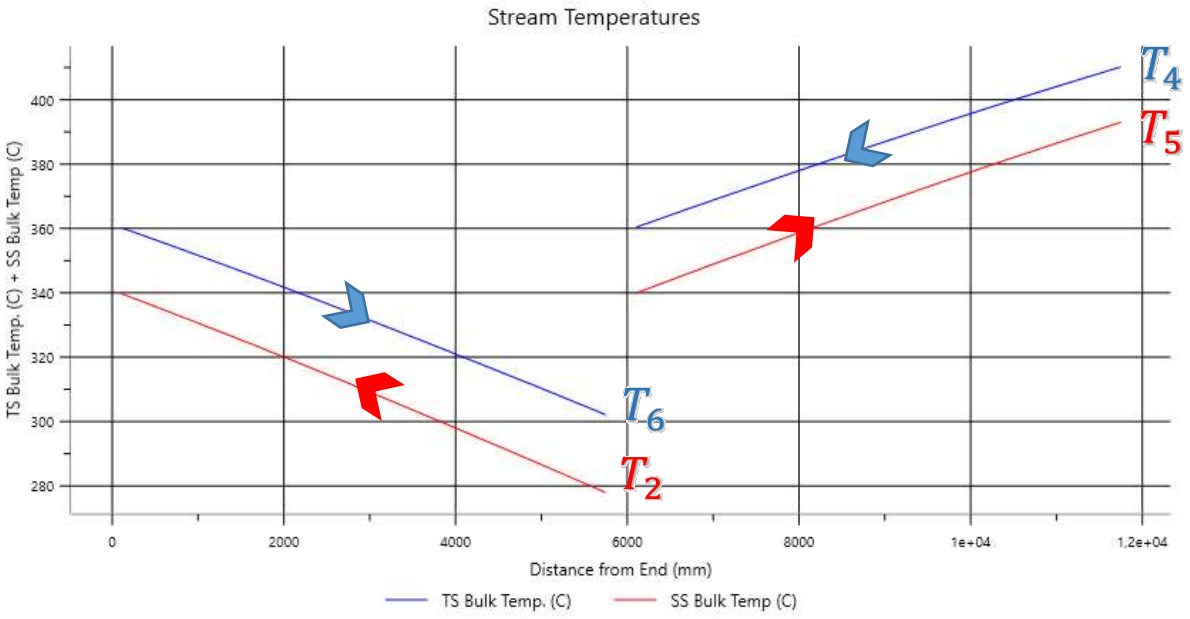



Figura 50: Andamenti di temperatura lato mantello (TS) e lato tubi (SS) lungo il percorso dello scambiatore

Nella figura 47 vengono riportati gli andamenti di temepratura lungo la lunghezza dello scambiatore (12 m). In particolare, TS rappresenta l'andamento di temperatura lato tubi (fluido caldo) mentre SS rappresenta l'andamento di temepratura lato mantello (fluido freddo).

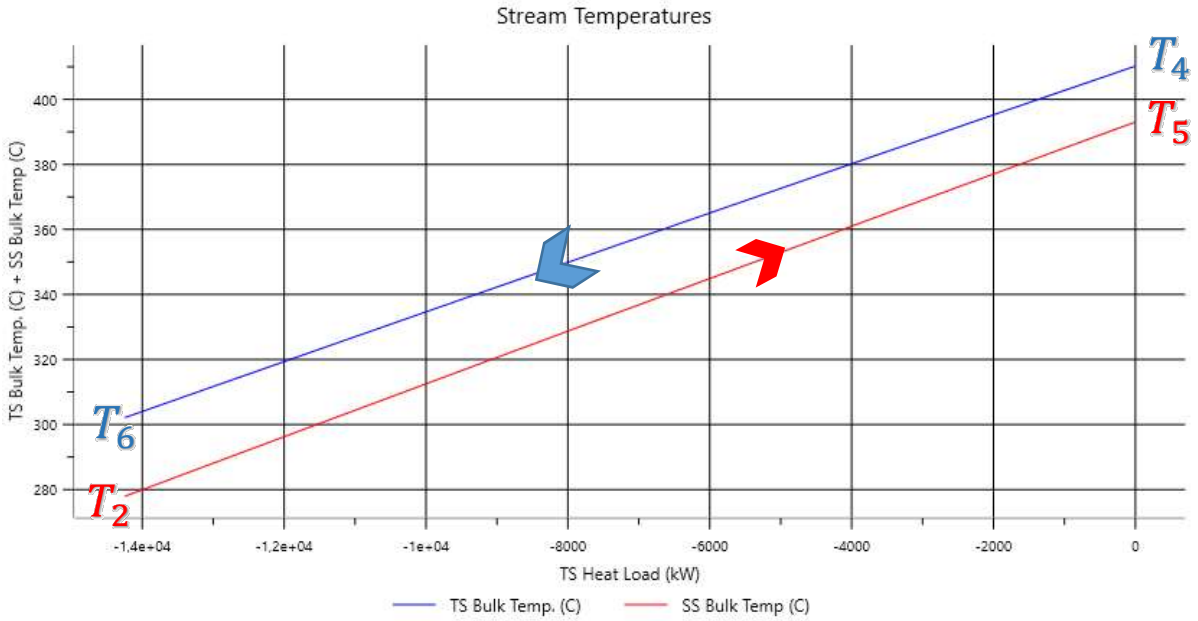



Figura 51: Andamenti di temperatura lato mantello (SS) e lato tubi (TS) rispettoalla potenza termica scambiata

Nella figura 48 sono riportati i classici andamenti di temepratura in controcorrente rispetto alla potenza termica scambiata (14,5 MW).

## 8.1.2 **Geometria CFN**

Viene di seguito riportato il layout dello scambiatore e della piastra tubiera con la relativa scheda tecnica secondo TEMA. (Scambiatore 2/2).

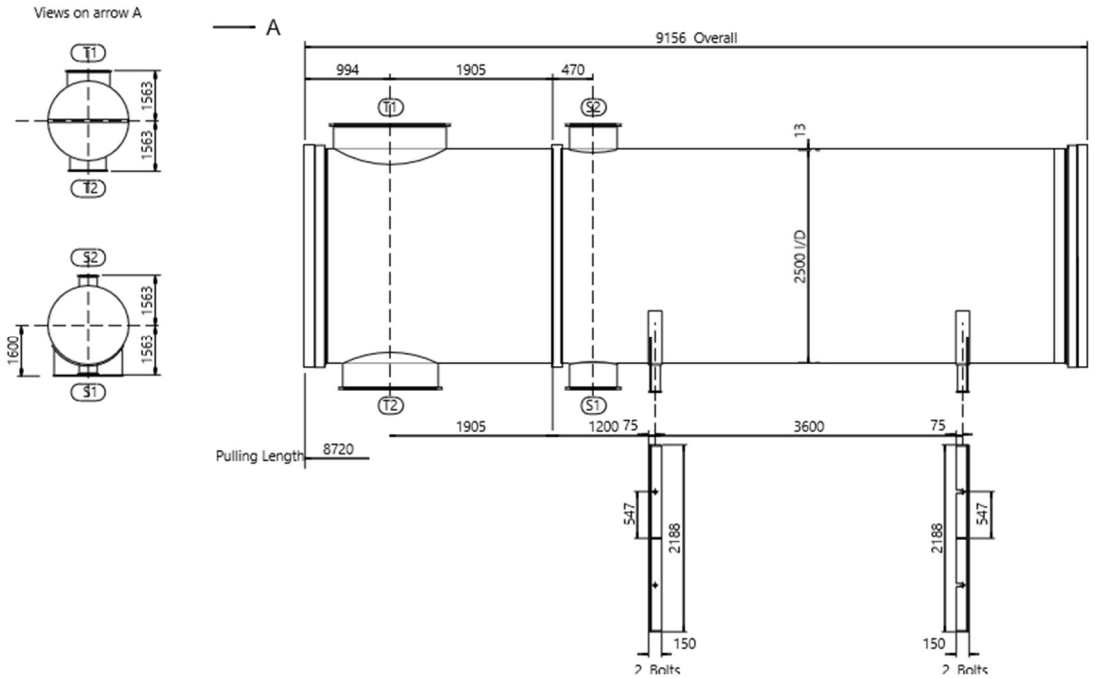



Figura 52: Vista longitudinale scambiatore CFN

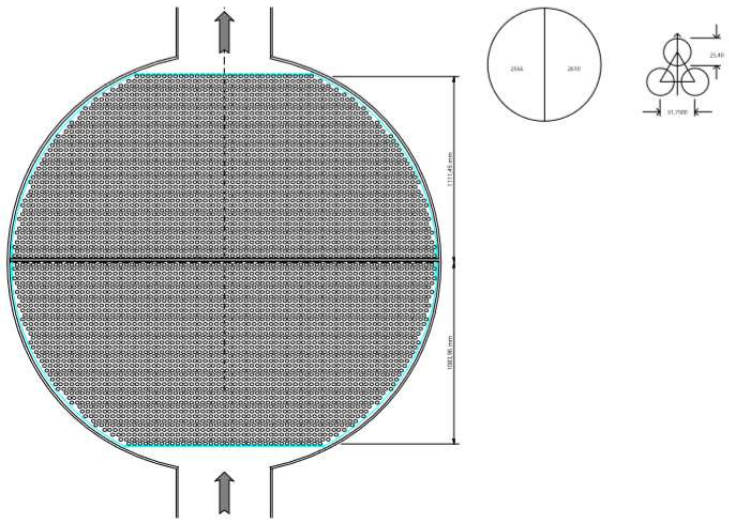


Figura 53: Vista frontale scambiatore CFN, fascio tubiero

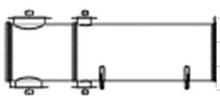
## Heat Exchanger Specification Sheet

| | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Company: ETHOS ENERGY S.p.a. | | | | | | | | | | | | |
| Location: | | | | | | | | | | | | |
| Service of Unit: | | Our Reference: | | | | | | | | | | |
| Item No.: | | Your Reference: | | | | | | | | | | |
| Date: | Rev No.: | Job No.: | | | | | | | | | | |
| Size | 2500 | - | 6000 | mm | Type | CFN | Hor | Connected in | 7 | parallel | 1 | series |
| Surf/unit(eff.) | | 16673,3 | $m^2$ | | Shells/unit | 7 | | Surf/shell (eff.) | | 2381,9 | | $m^2$ |

**PERFORMANCE OF ONE UNIT**

| Fluid allocation | | Shell Side | | Tube Side | |
|---|---|---|---|---|---|
| Fluid Name | | Air | | Exhaust gas | |
| Fluid quantity, Total | kg/s | 121,19 | | 122,39 | |
| Vapor (In/Out) | kg/s | 121,19 | 121,19 | 122,39 | 122,39 |
| Liquid | kg/s | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Noncondensable | kg/s | 0 | | 0 | |
| | | | | | |
| Temperature (In/Out) | °C | 277,85 | 393,05 | 410,25 | 302,05 |
| Dew / Bubble point | °C | | | | |
| Density (Vap / Liq) | kg/$m^3$ | 4,83 / | 3,98 / | 0,54 / | 0,63 / |
| Viscosity | mPa-s | 0,028 / | 0,031 / | 0,032 / | 0,028 / |
| Molecular wt, Vap | | 28,96 | 28,96 | 28,66 | 28,66 |
| Molecular wt, NC | | | | | |
| Specific heat | kJ/(kg-K) | 1,043 / | 1,068 / | 1,103 / | 1,074 / |
| Thermal conductivity | W/(m-K) | 0,05 / | 0,058 / | 0,06 / | 0,052 / |
| Latent heat | kJ/kg | | | | |
| Pressure (abs) | bar | 7,63388 | 7,60929 | 1,07342 | 1,05204 |
| Velocity (Mean/Max) | m/s | 3,47 / | 3,8 | 27,76 / | 29,79 |
| Pressure drop, allow./calc. | bar | 0,15237 | 0,02459 | 0,02137 | 0,04322 |
| Fouling resistance (min) | $m^2$-K/W | 0,0001 | | 0,0001 | 0,00011 Ao based |
| Heat exchanged | 14574 kW | | MTD corrected | | 20,52 °C |
| Transfer rate, Service | 42,6 | Dirty 32,8 | Clean 33 | | W/($m^2$-K) |

**CONSTRUCTION OF ONE SHELL**

| | | Shell Side | Tube Side | Sketch |
|---|---|---|---|---|
| Design/vac/test pressure:g | bar | 7,6338 / / | 1,057 / / |  |
| Design temperature | °C | 277,85 | 410,25 | |
| Number passes per shell | | 2 | 2 | |
| Corrosion allowance | mm | 3,18 | 3,18 | |
| Connections In | mm | 1 559 / - | 1 1320,8 / - | |
| Size/rating Out | | 1 559 / - | 1 1117,6 / - | |
| Nominal Intermediate | | / - | / - | |

| | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Tube No. | 5176 | OD | 25,4 | Tks- Avg | 1,2 | mm | Length 6000 mm | Pitch | 31,75 mm |
| Tube type | Plain | | #/m | Material | | | Carbon Steel | Tube pattern | 30 |
| Shell | Carbon Steel | ID | 2500 | OD | 2526 | mm | Shell cover | - | |
| Channel or bonnet | | Carbon Steel | | | | | Channel cover | Carbon Steel | |
| Tubesheet-stationary | | Carbon Steel | | | | | Tubesheet-floating | - | |
| Floating head cover | | - | | | | | Impingement protection | None | |
| Baffle-cross | Carbon Steel | | Type | Unbaffled | Cut(%d) | | Spacing: c/c | | mm |
| Baffle-long | Carbon Steel | | | Seal type | | | | Inlet | mm |
| Supports-tube | | | | U-Bend | 0 | | Type | | |
| Bypass seal | | | | Tube-tubesheet joint | | | Exp. 2 grv | | |
| Expansion joint | - | | | Type | None | | | | |
| RhoV2-Inlet nozzle | 1186 | | Bundle entrance | | 372 | | Bundle exit | 582 | kg/(m- |
| Gaskets - Shell side | - | | | Tube Side | | | Flat Metal Jacket Fibe | | |
| Floating head | - | | | | | | | | |
| Code requirements | ASME Code Sec VIII Div 1 | | | | | | TEMA class | R - refinery service | |
| Weight/Shell | 43728,5 | | Filled with water | | 90460,7 | | | Bundle 27405,1 | kg |
| Remarks | | | | | | | | | |

Tabella 16: Tema sheet scambiatore CFN

Si può notare che:

- Il software, per questa tipologia di geometria prevede la presenza di 7 scambiatori lunghi 9 m. Questo è dovuto probabilmente al fatto che l'interazione dei flussi del tipo 2/2 non è sufficiente per scambiare 14,5 MW. Sebbene l'area di scambio globale sia inferiore a quella ottenuta nel caso di scambiatore con geometria BEM, il numero di scambiatori risulta ancora troppo elevato per essere optata come scelta.
- Le perdite di pressione sono molto prossime al 2%. Ovviamente cercando di diminuire gli scambiatori, tali perdite aumentano drasticamente il che non risulta conveniente.

Per quanto riguarda gli andamenti di tempearatura:

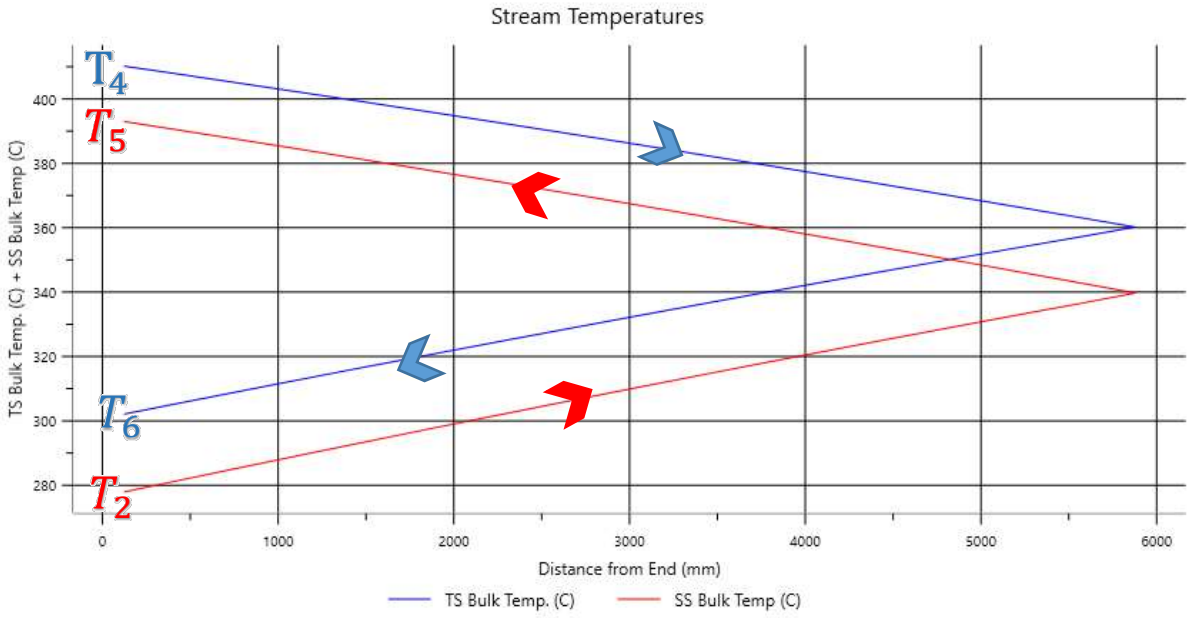



Figura 54: Andamenti di temperatura lato tubi (TS) e lato mantello (SS) lungo il percorso dello scambiatore

Nella figura 51 vengono riportati gli andamenti di temperatura lungo la lunghezza dello scambiatore. In particolare, TS rappresenta l'andamento di temperatura lato tubi (fluido caldo) mentre SS rappresenta l'andamento di temepratura lato mantello (fluido freddo).

## 8.2 **Confronto BEM vs CFN**

Le geometrie ottenute sono frutto di un processo iterativo che ha avuto come scopo la minimizzazione delle dimensioni evitando, però, delle perdite di pressione troppo elevate.
A parità di potenza termica scambiata si può dire che:

| **POTENZA TERMICA SCAMBIATA [14,6 MW]** | | |
|---|---|---|
| | **BEM** | **CFN** |
| Ao [$m^2$] | 32140 | 16673 |
| Numero di scambiatori | 16 | 7 |
| Lunghezza scambiatore [m] | 12,3 | 9,1 |
| Perdite di pressione max | 2% | 3,5% |
| Peso complessivo [kg] | 35435 | 43729 |
| Analisi dei costi [€] | 4.178.873 | 2.077.709 |

Tabella 17: Confronto geometria BEM vs CFN

La geometria CFN è evidentemente più coveniente di quella BEM ma ha ancora evidenti limiti in quanto la scelta di 7 scambiatori è poco conveniente a livello progettuale.

## 8.3 **Shell and Tube con efficienza di rigenerazione pari al 75%**

Seguendo l'analisi effutata per una efficienza di rigenerazione pari a 0,87 è stato condotto uno studio considerando una efficienza minore pari a 0,75. Questo comporta una riduzione della potenza termica scambiata e quindi una conseguente riduzione dell'area globale di scambio termico Ao.
I dati termodinamici per il dimensionamento delle varie tipologie di scambiatore sono i seguenti:

| VARIABILI DI INPUT | |
|---|---|
| $G_{exhaust}$ [kg/s] | 122,4 |
| $G_{air}$ [kg/s] | 121,2 |
| $T_2$ [°C] | 278 |
| $T_5$ [°C] | 377 |
| $T_4$ [°C] | 410 |
| $T_6$ [°C] | 318 |
| $p_4$ [bar] | 1,07 |
| $p_2$ [bar] | 7,64 |
| Perdite di pressione stimate | 2% |
| Coefficiente di fouling [$m^2K/W$] | 0,0001 |

Tabella 18: Dati di input Aspen EDR

- Composizione aria:

| % in volume degli elementi in aria secca | |
|---|---|
| $N_2$ | 78,09 |
| $O_2$ | 20,95 |
| $A_r$ | 0,93 |
| $CO_2$ | 0,03 |

Tabella 19: %Volume elementi in aria secca

- Composizione gas di scarico:

| % in volume degli elementi nei gas combusti | |
|---|---|
| $N_2$ | 75,73 |
| $O_2$ | 16,12 |
| $A_r$ | 0,9 |
| $CO_2$ | 2,14 |
| $H_2O$ | 5,11 |
| $NO_X$ | 0,006 |

Tabella 20: %Volume elementi nei gas combusti

Partendo dai dati riportati sono state studiate le due geometrie analizzate precedentemente:

1. **BEM**: Scambiatore con testate curve imbullonate al fascio tubiero e diaframmi nel lato mantello. Interazione dei flussi: 1/1.
2. **CFN**: Scambiatore con testate piatte imbullonate al fascio tubiero e un diaframma centrale nel lato mantello. Interazione dei flussi: 2/2.

### 8.3.1 Confronto geometrie BEM vs CFN

Anche in questo caso, le geometrie ottenute sono frutto di un processo iterativo che ha avuto come scopo la minimizzazione delle dimensioni evitando, però, delle perdite di pressione troppo elevate.
A parità di potenza termica scambiata si può dire che:

| POTENZA TERMICA SCAMBIATA [12,4 MW] | | |
|---|---|---|
| | **BEM** | **CFN** |
| Ao [$m^2$] | 6264 | 13782 |
| Numero di scambiatori | 9 | 6 |
| Lunghezza scambiatore [m] | 9,9 | 8,4 |
| Perdite di pressione max | 2% | 3,5% |
| Peso complessivo [kg] | 30079 | 39268 |
| Analisi dei costi [€] | 1.104.798 | 1.721.200 |

*Tabella 21: Confronto geometria BEM vs CFN*

Rispetto al caso precedente si registra una notevole riduzione di $A_o$ ma soprattutto una notevole riduzione di costi.

Tuttavia la scelta degli scambiatori Shell and Tube non è indicata in questo caso in quanto le dimensioni risultano ancora inadeguate rispetto a quelle dell'intero gruppo TG16 e a livello progettuale la scelta di mettere più scambiatori in parallelo non risulta molto conveniente.

.

# 9. STIMA DEL PAY BACK PERIOD

Per stimare il pay back period sull'investimento iniziale sono stati considerati due aspetti:

1. E'stato quantificato il **risparmio annuo sul combustibile** utilizzando la rigenerazione (effetto positivo);
2. La rigenerazione comporta una **riduzione di potenza otten**uta (≅ 5%) quindi sono stati quantificati i kW prodotti in meno all'anno (effetto negativo);

Tenendo conto di questi due aspetti è stato calcolato il flusso di cassa annuo.

Le ipotesi adottate sono le seguenti:

- La macchina lavora 8000 h/anno;
- Costo combustibile: 0,27 €/s$m^3$ (Sorgenia);
- Costo energia: 0,138 €/kWh (Sorgenia);
- Costi aggiuntivi: Pari al costo stimato dell'intero scambiatore

| **Additional cost** |
|---|
| Engineering/Administration |
| Shipping |
| Site preparation |
| Plumbing |
| Mechanical works (Ducting and Insulation) |
| Commissioning |

Tabella 22: Costi aggiuntivi legati allo scambiatore

## 9.1 Valutazione dei flussi monetari annui

Per la valutazione dei flussi monetari sono stati valutati il costo del combustibile e il costo dell'energia su base annua. La procedura adottata è la seguente:

- Portata volumetrica di combustibile: $\dot{V}_{fuel} = \frac{G_{fuel}}{\rho_{fuel}}$ [S$m^3$/h];
- Consumo annuo di combustibile: $\dot{V}_{fuel} \cdot h_{year}$ [S$m^3$/ year];
- Costo annuo combustibile: Consumo annuo · Costo cmbustibile [€/year];
- Potenza prodotta annua: $P_n \cdot h_{year}$ [kW/year];

- Energia prodotta: Potenza prodotta annua · Costo energia [€/year].

Viene riportata una tabella riassuntiva dei flussi annui prodotti dall'unità TG16.

| TG16 | |
|---|---|
| **Base load operation** | |
| Power [kW] | 18807 |
| Fuel Mass Flow [kg/s] | 1,52 |
| Fuel specific gravity [kg/S$m^3$] | 0,72 |
| Fuel Volumetric Flow [S$m^3$/h] | 7620 |
| Operating hours [h/year] | 8000 |

Tabella 23: Grandezze di riferimento TG16 per il calcolo del flusso di cassa annuo

| YEARLY FUEL COST | |
|---|---|
| Cost of fuel [€/S$m^3$] | **0,27** |
| Fuel consumption [Sm$^3$/year] | 59,316,375 |
| **Fuel cost [€/year]** | **16,015,421** |

Tabella 24: Costo annuo del combustibile TG16

| YEARLY ENERGY COST | |
|---|---|
| Energy cost [€/kWh] | **0,138** |
| kWh produced [kWh/year] | 150,456,000 |
| **Energy produced [€/year]** | **20,762,928** |

Tabella 25: Energia prodotta su base annua TG16

Per quanto riguarda la macchina a ciclo rigenerativo, TG16 R, vengono riportati i calcoli effettuati per i due casi studio.

| **TG16R: ε = 0,87 - Δη% = 20%** | |
|---|---|
| **YEARLY FUEL COST** | |
| Fuel consumption [$Sm^3$/year] | 47,757,972 |
| Fuel cost [€/year] | **12,894,465** |
| **YEARLY ENERGY COST** | |
| kWh produced [kW/year] | 142,584,000 |
| Energy produced [€/year] | **19,676,592** |

Tabella 26: Costo combustibile e produzione di energia annui per TG16R con ε =0,87

| **TG16R: ε = 0,75 - Δη% = 16,8%** | |
|---|---|
| **YEARLY FUEL COST** | |
| Fuel consumption [$Sm^3$/year] | 49,429,199 |
| Fuel cost [€/year] | **13,345,883** |
| **YEARLY ENERGY COST** | |
| kWh produced [kW/year] | 142,728,000 |
| Energy produced [€/year] | **19,696,464** |

Tabella 27: Tabella 26: Costo combustibile e produzione di energia annui per TG16R con ε =0,75

## 9.2 Calcolo del flusso di cassa annuo e stima del Pay back period nei due casi studio

Per calcolare il flusso di cassa annuo sono stati considerati i due effetti:

1. Risparmio annuo sul combustibile (effetto positivo);
2. Perdita di potenza e quindi perdita di produzione di energia elettrica annua (effetto negativo).

Il flusso totale è stto confrontato con il costo complessivo dello scambiatore in modo da poter dare una stima del potenziale tempo di recupero dell'investimento.

### 9.2.1 Caso 1: Efficienza di rigenerazione 87%

| | |
|---|---|
| Risparmio combustibile [€/year] | **3,120,768** |
| Perdita di potenza [€/year] | **-1,086,336** |
| Effetto utile annuo [€/year] | **2,034,432** |

Tabella 28: Flusso di cassa annuo TG16R ε = 0,87

| **COSTO COMPLESSIVO SCAMBIATORE** | |
|---|---|
| **BEM** | **CFN** |
| 8,357,746 € | 4,155,418 € |
| **Pay back period** | |
| 4 anni e 2 mesi | 2 anni e 1 mese |

Tabella 29: Pay back period Scambiatore ε = 0,87

### 9.2.2 Caso 2: Efficienza di rigenerazione 75%

| | |
|---|---|
| Risparmio combustibile [€/year] | **2,669,537** |
| Perdita di potenza [€/year] | **-1,066,464** |
| Effetto utile annuo [€/year] | **1,603,073** |

Tabella 30: Flusso di cassa annuo TG16R ε = 0,75

| **COSTO COMPLESSIVO SCAMBIATORE** | |
|---|---|
| **BEM** | **CFN** |
| 2,209,500 € | 3,442,400 € |
| **Pay back period** | |
| 1 anno e 5 mesi | 2 anni e 2 mesi |

Tabella 31: Pay back period Scambiatore ε = 0,75

Stimando il pay back period, può sembrare che la scelta risulterebbe conveniente in quanto i costi iniziali verrebbero recuperati in un accettabile periodo ma, comunque, non si sta tenendo conto idoneamente della variabilità dei costi di installazione per la disposizione di più scambiatori in parallelo. Quindi, bisogna considerare i numeri estratti in termini relativi e non in termini assoluti.

Rimane comunque il fatto che a livello impiantistico la scelta non risulta conveniente in quanto la disposizione di più scambiatori in parallelo non sarebbe fattibile soprattutto su impianti già installati per evidenti limiti logistici.

# 10. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

L'idea iniziale di Ethos Energy S.p.A. era quella di rendere rigenerativa l'unità TG16 dimensionando uno scambiatore a fascio tubiero in controcorrente in modo tale da ottenere un effettivo risparmio di combustibile sul riscaldamento dell'aria mandata dal compressore. Linea guida di tale studio sono stati i dati prestazionali di una macchina già esistente ma di taglia più piccola, TG5B, e alcuni studi condotti da Westinghouse nel '73 sull'unità TG16R.

Il lavoro di tesi è stato dunque diviso in due macrofasi:

1. Creazione di un modello della TG16 R utilizzando il software CW4145 che fosse in linea con gli studi condotti da Westinghouse. Ottenuto il modello è stato possibile estrarre i dati utili per il dimensionamento dello scambiatore.
2. Ottimizzazione della geometria dello scambiatore utilizzando il software ASPEN EDR tenendo conto dei vincoli dimensionali della TG16 e dei costi di realizzazione.
   L'ottimizzazione del dimensionamento è consistita in un processo iterativo che ha avuto come scopo la minimizzazione delle dimensioni tenendo presente l'incremento delle perdite di pressione.

Da tale analisi è emerso che, ottenendo un modello che replicasse gli studi di Westinghouse e quindi, un'efficienza di rigenerazione pari all'87%, la tecnologia Shell and Tube non risulta idonea per questa applicazione. Ciò è dovuto al fatto che le portate sono elevate (120 kg/s) e i $\Delta T$ non sono così elevati da permettere una elevata efficienza di scambio.

Si è cercato, dunque, di ridurre l'efficienza di scambio portandola al 75% in modo da ridurre le dimensioni dello scambiatore e quindi i costi di realizzazione. Anche in questo caso lo studio non ha portato ad un risultato conveniente dal punto di vista impiantistico (vengono previsti più scambiatori in parallelo).
Non è stato necessario ridurre ancora l'efficienza di rigenerazione in quanto non si ritiene conveniente ridurre ancora l'effetto utile cercando di utilizzare la tecnologia Shell and Tube.

I risultati ottenuti, per quanto concerne l'infattibilità dell'utilizzo di scambiatori a fascio tubiero, sono stati confermati dall'azienda Boldrocchi.

Si ritiene, come anche consigliato dall'azienda Boldrocchi, uno studio sull'utilizzo di scambiatori a piastre (compatti) per ridurre gli ingombri.

# BIBLIOGRAFIA


[1] *ExxonMobile Energy Outlook 2014*

[2] *Studio di Ingegneria,* Ing. Fulvio Sassi

[3] *Turbogas e cicli combinati,* Università di Pavia

[4] *Camera di combustione per turbine a gas*, Università di Genova

[5] M. Napolitano, P. De Palma e G. Pascazio, *Turbine a gas,* Politecnico di Bari

[6] G. Lozza, *Turbine a gas e cicli combinati*.

[7] Schede tecniche*, Microturbines*, Ansaldo Energia

[8] Schede tecniche, *C1000S Megawatt Power Package*, Capstone Turbine Corporation

[9] S. Camporeale, *Funzionamento delle turbine a gas fuori condizioni di progetto*

[10] C. Dongiovanni, *Dispense del corso di Macchine*, Politecnico di Torino

[11] Reportistica Ethos Energy S.p.A.

[12] R. Vanoli, *Analisi energetica ed Exergetica degli scambiatori di calore*

[13] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd Ed.

[14] R. H. Perry, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*

# RINGRAZIAMENTI

Ebbene si, “fortunatamente” dopo 5 anni sono giunto al capolinea della mia carriera universitaria, un percorso tortuoso e complesso ma ricco di soddisfazioni.

In primis vorrei ringraziare il Prof. Baratta e la Prof.ssa Misul per l’infinita pazienda e disponibilità che hanno dimostrato nei miei confronti nell’accompagnarmi alla fine di questo percorso.

Un doverso ringraziamento va a Luca Forno, tutor aziendale, e imprescindibile fonte di ispirazione ma soprattutto di consigli durante il mio lavoro di tesi. Ringrazio anche l’uffico “Core Engineering” di Ethos Energy, in particolare Massimo, Emanuele, Giuseppe, Marco e Giovanni che in questi mesi passati in azienda mi hanno facilitato il difficile impatto in un complesso ambiente aziendale, incoraggiandomi e facendomi spesso sentire “uno di loro”. Spero che in futuro le partite di calcio non verranno mai a mancare.

I thank the "Prof." Mohsen because he avoided a useless CFD analysis. If he had not been there, I would still be doing the STAR-CCM + tutorials!

Un particolare ringraziamento va ovviamente alla mia famiglia per i notevoli sforzi che ha fatto per me in questi due anni.In particolare:

- A mia Madre devo la dedizione e il rigore che mi ha impartito per portare avanti i miei studi, perché si sa, senza i suoi “infiniti problemi” non avrei mai portato a termine la mia carriera universitaria in questo modo; a mio Padre, esempio di devozione e caparbietà, è da lui che ho imparato che anche quando le cose non sembrano andare, non serve disperarsi, la passione ripaga.
  A mio fratello, auguro di finire brillantemente il suo percorso ovviamente PRENDENDO ESEMPIO DAL SOTTOSCRITTO.

- Alla mia seconda famiglia composta dagli immancabili: Zia Isa, Zio Giampi, Zio Totò, Zia Mary, Alessandra, Miriam e Sofia. Spero che continuino a starmi sempre vicino come hanno fatto nonostante la distanza (che negli ultimi due anni è diminuita notevolmente!). A Mariantonietta, “la zia acquisita”, che continua a seguire i miei traguardi passo dopo passo e spero che continuerà a farlo.

Passo ora a ringraziare coloro i quali mi hanno acompagnato in questi ultimi due anni, anni in cui abbiamo condiviso gioie e dolori, vittorie e disfatte, belle parole e bestemmie. La nostra amicizia si è consolidata in pochissimo tempo, sperò andrà avanti. In primis casa Racconigi:

- A Domenico, mio compagno di stanza, quello che con pazienza ha sempre cercato di farmi vivere nell'ordine e nella pulizia, quello che mi ha insegnato che anche i dettagli sono importanti, la mia "spallina" preferita… spero di rappresentare per lui (come voleva sentirsi dire) il fratello che non ha mai avuto;
- A Fabio, lo schedulatore, in questi due anni è riuscito a trasmettere nella testa di un disordinato cronico quel pò di organizzazione per poter "stare al mondo";
- A Dario…. Per fortuna che c'è lui, altrimenti sarei solo nel mitico club dei rincoglioniti!! Naturalmente gli voglio bene e gli auguro di concludere presto la tesi!

Passando agli altri sfollati ringrazio:

- Daniele D., ripulitore ufficiale di qualsiasi dispensa, compagno di avventure soprattutto durante i cazzeggi pomeridiani al Politecnico;
- Giuseppe, l'anziano del gruppo, gli auguro di trovare presto la sua strada…Perché la vecchiaia si avvicina!
- Daniele B., la lepre del gruppo…. Quello che è riuscito a dare luce anche quando ormai tutto era buio!
- Riccardo, finalmente i soldi non sono più un problema…ti auguro di trovare una compagna pretenziosa che te li ripulisca!
- Antonio, gli auguro una vita piena di soddisfazioni… Ma soprattutto di entrare a far parte della famiglia Musk!
- Ad Adina, che c'è sempre stata ma mancherà nel giorno più importante!
- A Marzia che c'è nel giorno più importante quindi ha surclassato Adina!
- A Vincenzo aguro di finire al meglio il suo percorso e di tornare presto da Birmingham!
- A Davide e Bruno, il Gatto e la Volpe, gli scassinatori ufficiali di esami…. Spero che il primo cresca e ritrovi l'amore e il secondo si compri la pace!

È arrivato il turno degli "amici di sempre" coloro che mi hanno accompagnato e mi accompagneranno FINO ALLA FINE!

- A Michele, mi sei sempre stato accanto e hai sofferto molto la mia partenza…che dirti… la Spagna ci aspetta! Spero tu possa concludere al meglio la strada che finalmente hai intrapreso;
- A Vincenzo, punto di riferimento sin dai tempi in cui giocava in attacco e io gli giravo attorno, capace di farti tornare il sorriso anche quando tutto andava storto ma soprattuto mentore di cazzate! Bella 'sta trasferta Mister!
- A Stefano … 20 anni di amiciza…. scuole elementari, medie, superiori, università, lavoro e pensione …. Il resto lo lascio a voi!
- A Federico, imprescindibile compagno di avventure…. Colui che cerca continuamente di insegnarmi come "stare al mondo" ma in realtà sono io a mostrarglielo!
- A Nicola, che "tecnicamente parlando" rappresenta quel genere di presenza silenziosa che ti segue, consiglia, indirizza da sempre. Spero che un giorno sarai il mio avvocato!
- Ad Antonio… Fin dai tempi delle superiori simbolo di rigore e razionalità ma soprattutto di buon senso in un gruppo di scalmanati… Arriverà il tuo momento e quel giorno spero di esserci!
- A Francesco, fin da piccolo hai sempre rappresentato "L'Italia che lavora" ma nonostante la distanza sei uno di quelli che c'è stato, c'è e ci sarà…. Ti auguro di perseguire i tuoi obiettivi al meglio!
- A Toldino, devolverò una parte dei regali per fargli il regalo che non ha mai avuto!
- A Serena, dopo anni di buio ed incertezza sei riuscita a trovare la tua stabilità ma soprattutto un solido equilibrio interiore, una fermezza nel prendere decisioni, una caparbietà nel non farti sottomettere dai bruti contadini ma soprattutto un posto di lavoro con aria condizionata! Ti auguro il meglio, ma soprattutto di aprirti lo studio Leuci & Pellegrini!;
- Ad Alessandro C., dopo la vacanza nella divertente Potenza spero gli venga assegnata una meta ancor più piacevole dove realizzarsi! Sempre in gamba Caricà!
- Ad Andrea N., entrato in punta di piedi nel gruppo ma la sua ascesa verso la leadership più totale è ormai vicina! P.s. Ti promettò che troverò un nuovo cliente….

- Infine, sicuramente sarà rimasta con il fiato sospeso," The last but not the least… ." A Valeria che con pazienza e fiducia mi sopporta da tutti questi anni. Sicuramente gli ultimi due anni sono stati i più complicati ma comunque resta un punto di riferimento nelle mie giornate e nelle mie decisioni, non solo nei momenti di gioia ma anche nei

momenti più tristi. Le auguro di raggiungere tutti i suoi obiettivi al meglio come ha sempre fatto. Ovviamente cerchèrò di starle il più possibile vicino in questo suo primo incontro ravvicinato con la Matematica!

Dopo i doverosi ringraziamenti mi piacerebbe concludere con una frase che mi rappresenta e che mi ha sempre accompagnato:

"Prendete la vita con leggerezza, che leggerezza non è superficialità, ma planare sulle cose dall'alto, non avere macigni sul cuore".
(Italo Calvino)