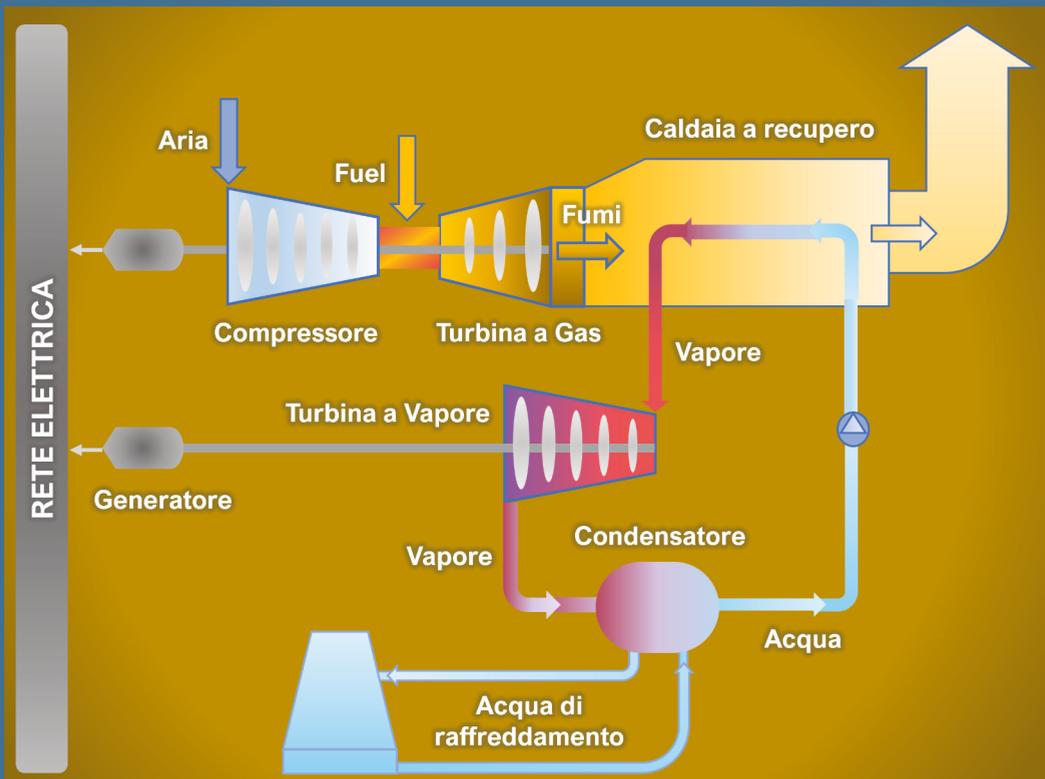


SALVATORE PIETRO CICCONARDI – ALESSANDRA PERNA

ELEMENTI DI SISTEMI ENERGETICI

PROGETTAZIONE TERMODINAMICA,
STATO DELL'ARTE E APPLICAZIONI



Questo testo, rivolto agli studenti dei corsi di Laurea e Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica ed Energetica, ha lo scopo di fornire gli elementi di base della progettazione termodinamica dei sistemi di conversione termomeccanica dell'energia, nell'ottica del miglioramento delle prestazioni energetico-ambientali e di illustrarne le possibilità di sviluppo attraverso la definizione dello stato dell'arte. In particolare, vengono analizzati i criteri di ottimizzazione delle prestazioni e le diverse configurazioni impiantistiche degli impianti motore turbina a vapore (IMTV), degli impianti motore turbina a gas (IMTG), e degli impianti a ciclo combinato gas-vapore (CC) che, con rendimenti superiori al 60% per le macchine di ultima generazione, rappresentano sicuramente la tecnologia per la produzione di potenza più efficiente tra quelle attualmente disponibili. Vengono inoltre discusse soluzioni impiantistiche in assetto cogenerativo e tecnologie avanzate a basso impatto ambientale per l'impiego di combustibili solidi.

This textbook, addressed to the students of bachelor and master's degrees in Mechanical Engineering and Energy Engineering, aims to provide the basic elements of the thermodynamic design of thermal power plants, with a view to improving energy-environmental performances and to illustrate the state of the art and future development perspectives. In particular, the performance optimization criteria and the different plant configurations of steam power plants (SPP), gas turbine plants (GT) and combined cycle (CC) plants, which, with efficiencies over 60% for the latest generation turbines, they certainly represent the most efficient power production technology among those currently available, are analyzed. Cogeneration plants and advanced technologies with low environmental impact for the use of solid fuels are also discussed.



Copyright © EUC
EDIZIONI UNIVERSITÀ DI CASSINO

CENTRO EDITORIALE DI ATENEO
Università degli Studi di Cassino e del Lazio meridionale
Campus universitario – Palazzo degli Studi – Località Folcara,
03043 Cassino (FR), Italia

ISBN **978-88-8317-123-9**

I contenuti della pubblicazione possono essere utilizzati purché se ne citi la fonte e non vengano modificati il senso e il significato dei testi in esso contenuti.

Il CEA, Centro Editoriale di Ateneo, e l'Università degli Studi di Cassino e del Lazio meridionale non sono in alcun modo responsabili dell'uso che viene effettuato dei testi presenti nel volume, di eventuali modifiche ad essi apportate e delle conseguenze derivanti dal loro utilizzo.

Impaginazione a cura di EUC, Alfiero Klain.

In copertina:

Schema semplificato di un impianto a ciclo combinato gas-vapore,

immagine di Alessandra Perna.



EBOOK

Gli e-book di EUC – Edizioni Università di Cassino sono pubblicati con licenza Creative Commons Attribution 4.0 International: <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

Pubblicato in versione digitale su archivi online in **open access** nell'aprile 2024.

COLLANA DIDATTICA – EBOOK

SALVATORE PIETRO CICCONARDI – ALESSANDRA PERNA

ELEMENTI DI SISTEMI ENERGETICI

PROGETTAZIONE TERMODINAMICA,
STATO DELL'ARTE E APPLICAZIONI



EDIZIONI UNIVERSITÀ DI CASSINO

Centro Editoriale di Ateneo – Università degli Studi di Cassino e del Lazio meridionale | 2024

PREFAZIONE

Il presente testo, di divulgazione didattica, deriva dagli appunti delle lezioni di “Sistemi di conversione dell’energia” e “Macchine a fluido” tenute dagli Autori agli studenti dell’Università degli studi di Cassino e del Lazio meridionale, rispettivamente del II anno del corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica e del I anno del corso di laurea magistrale in Ingegneria Elettrica. Il testo, pur non esaustivo, riguarda l’approfondimento dell’ottimizzazione e della progettazione termica dei sistemi energetici dedicati alla produzione dell’energia elettrica, trascurando quindi tutti gli aspetti progettuali ed energetico-ambientali relativi alla mobilità. Nell’introduzione viene tracciato un quadro indicativo della complessa problematica energetica relativa alla domanda di energia, della sua produzione e della possibilità di reperimento delle fonti primarie. Un Corso della Laurea Specialistica in genere presuppone che gli Studenti già possiedano opportune cognizioni di base fornite dai Corsi precedenti, comunque si è ritenuto opportuno dedicare un capitolo a coincisi richiami di termodinamica applicata alle macchine. Nella trattazione dei sistemi di conversione termomeccanica-elettrica più normalmente usati (Impianto motore a vapore, Impianto motore turbina a gas, Impianto a ciclo combinato) vengono evidenziati i parametri di funzionamento del ciclo termodinamico al fine di ottimizzarne i parametri prestazionali e sono trattate le caratteristiche dei singoli componenti del sistema al fine di effettuarne la scelta più conveniente. A completamento dell’analisi dei sistemi di produzione dell’energia elettrica, nei capitoli 5 e 6, sono trattati gli aspetti fondamentali dei sistemi cogenerativi, finalizzati alla produzione dell’elettricità e del calore come effetti utili del medesimo processo di conversione di energia primaria, e le tecnologie avanzate finalizzate all’uso sostenibile dei combustibili solidi (fossili e rinnovabili). Nello scrivere il testo sono stati consultati, in particolare, come riferimenti i testi didattici “Gli impianti Motori Termici” del prof. ing. Carmelo Caputo e “Turbine a Gas e Cicli Combinati” del prof. ing. Giovanni Lozza, ai quali va un sentito ringraziamento.

Gli Autori

Indice

Brevi considerazioni sul problema energetico

I	<i>Il problema energetico</i>	pag.	I
II	<i>Lo sviluppo sostenibile</i>	»	II
III	<i>Le fonti energetiche</i>	»	V
IV	<i>La situazione italiana</i>	»	XII
V	<i>Il Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima</i>	»	XVI

CAPITOLO 1

Richiami di termodinamica dei sistemi

1.1	<i>La termodinamica dell'equilibrio</i>	pag.	1
1.2	<i>Il primo principio della termodinamica</i>	»	3
1.3	<i>Le funzioni di stato e caratterizzazione del sistema termodinamico Σ</i>	»	7
1.4	<i>Le trasformazioni di compressione ed espansione e i rendimenti delle macchine</i>	»	12
1.5	<i>La conversione termomeccanica dell'energia</i>	»	16
1.6	<i>Il rendimento globale d'impianto</i>	»	22

CAPITOLO 2

L'impianto motore turbina a vapore

2.1	<i>Descrizione e termodinamica del sistema</i>	pag.	25
2.2	<i>Ottimizzazione del rendimento limite η_l</i>	»	27

2.3	<i>L'efficienza interna del ϵ_i: stato dell'arte e prestazioni dei componenti</i>	pag.	35
2.3.1	<i>Il generatore di vapore</i>	»	35
2.3.2	<i>La turbina vapore</i>	»	44
2.3.3	<i>Il condensatore</i>	»	46
2.3.4	<i>La pompa di alimento</i>	»	49
2.4	<i>Cenni sulla regolazione</i>	»	50
2.5	<i>Gli impianti a vapore ipercritici</i>	»	52
2.6	<i>Il riposizionamento degli impianti a vapore</i>	»	56
2.6.1	<i>Feed Water Repowering (FWR)</i>	»	57
2.6.2	<i>Heat Recovery Repowering (HRR)-Produzione di vapore di media pressione</i>	»	59
2.6.3	<i>Boiler Repowering (BR)-Gas di scarico TG come comburente nel Generatore di Vapore</i>	»	61
2.7	<i>Tecniche di abbattimenti delle emissioni inquinanti</i>	»	63
2.7.1	<i>Abbattimento del particolato</i>	»	64
2.7.2	<i>Abbattimento degli ossidi di azoto</i>	»	71
2.7.3	<i>Abbattimento degli ossidi di zolfo</i>	»	76
2.7.4	<i>Disposizione dei sistemi di abbattimento</i>	»	78

CAPITOLO 3

L'impianto a motore turbina a gas

3.1	<i>Descrizione del sistema</i>	pag.	81
3.2	<i>Il ciclo limite a circuito aperto</i>	»	83
3.3	<i>Il ciclo reale</i>	»	88

3.4	<i>Interventi sul ciclo Joule</i>	pag.	96
3.4.1	<i>La rigenerazione termica</i>	»	97
3.4.2	<i>La compressione interrefrigerata</i>	»	102
3.5	<i>I componenti del sistema</i>	»	106
3.5.1	<i>Il compressore</i>	»	106
3.5.2	<i>Il combustore</i>	»	110
3.5.3	<i>La turbina a gas</i>	»	120
3.5.3.1	<i>Il raffreddamento delle pale</i>	»	121
3.5.3.2	<i>Le tecniche di raffreddamento</i>	»	124
3.5.3.3	<i>I refrigeranti</i>	»	131
3.6	<i>Gli effetti del raffreddamento delle pale sulle prestazioni</i>	»	134
3.6.1	<i>Refrigerazione ad aria</i>	»	136
3.6.2	<i>Refrigerazione a vapore senza miscelazione</i>	»	137
3.6.3	<i>Refrigerazione a vapore con miscelazione</i>	»	137
3.6.4	<i>Analisi delle prestazioni al variare del tipo di refrigerante</i>	»	139
3.7	<i>Condizioni operative di un impianto turbogas reale</i>	»	141
3.8	<i>Le unità commerciali sul mercato</i>	»	143

CAPITOLO 4

Impianti a ciclo combinato

4.1	<i>Descrizione dell'impianto</i>	pag.	149
4.2	<i>Il progetto del ciclo a recupero</i>	»	151
4.3	<i>Il rendimento del ciclo combinato</i>	»	155

4.4	<i>La caldaia a recupero</i>	pag.	157
4.5	<i>Cicli combinati a più livelli di pressione</i>	»	164
4.6	<i>Prestazioni dei cicli combinati</i>	»	170

CAPITOLO 5

Cenni sui sistemi cogenerativi

5.1	<i>Considerazioni generali</i>	pag.	175
5.2	<i>Il Primary Energy Saving (PES)</i>	»	177
5.3	<i>Soluzioni impiantistiche in assetto cogenerativo</i>	»	182
5.4	<i>Strategie di regolazione</i>	»	185
5.5	<i>Microturbine a gas in assetto cogenerativo</i>	»	189

CAPITOLO 6

Tecnologie avanzate a basso impatto ambientale per l'impiego di combustibili solidi

6.1	<i>Introduzione</i>	pag.	193
6.2	<i>La gassificazione del carbone</i>	»	194
6.3	<i>Sistemi integrati isola di gassificazione isola di potenza</i>	»	196
6.3.1	<i>L'isola di gassificazione</i>	»	197
6.3.1.1	<i>L'impianto di separazione dell'aria</i>	»	198
6.3.1.2	<i>I gassificatori</i>	»	199
6.3.1.3	<i>Il raffreddamento del syngas</i>	»	206
6.3.1.4	<i>Le tecnologie per la depurazione del syngas</i>	»	209
6.3.2	<i>L'isola di potenza</i>	»	217

6.4	<i>Casi Studio: Impianti di produzione di diversi vettori energetici basati sulla gassificazione di combustibili solidi</i>	pag.	220
6.4.1	<i>Impianto per la produzione di idrogeno (IGHP)</i>	»	221
6.4.1.1	<i>Bilancio energetico dell'impianto IGHP integrato con un ciclo combinato</i>	»	224
6.4.2	<i>Impianto per la produzione combinata energia elettrica e calore basato sulla gassificazione di biomassa vegetale</i>	»	226

Appendice A1

<i>Ottimizzazione dei parametri operativi di un ciclo a vapore</i>	pag.	233
--	------	-----

Appendice A2

<i>Combustibili e tecnologie di utilizzo</i>	pag.	237
--	------	-----

<i>Bibliografia</i>	pag.	241
---------------------	------	-----

BREVI CONSIDERAZIONI SUL PROBLEMA ENERGETICO

I. Il problema energetico

La qualità della vita dell'uomo fin dagli albori è sempre stata legata alla disponibilità di energia. Pertanto, in tutta la sua storia, l'homo sapiens ha concentrato grandi sforzi nella ricerca di fonti energetiche partendo dalla disponibilità della propria forza muscolare, passando attraverso l'addomesticamento di animali, la sopraffazione dei propri simili, l'utilizzazione di fonti naturali quali acqua e vento, fino alla realizzazione di sistemi di conversione dell'energia potenziale chimica contenuta nei combustibili.

Il fabbisogno energetico mondiale è pari a circa 13500 Mtep e, pur aumentando più lentamente che in passato, da qui al 2040 la domanda crescerà ulteriormente del 30% (circa 4000 Mtep), secondo valutazioni e stime condotte da osservatori internazionali (i.e. International Energy Agency, IEA). I drivers di tale crescita sono soprattutto: i) incremento dello sviluppo dell'economia mondiale che cresce ad un tasso medio annuo del 3.4%; ii) aumento della popolazione che passa dagli attuali 8 miliardi ad oltre 9 miliardi nel 2040; iii) aumento della popolazione che vivrà nei centri urbani (processo di urbanizzazione che ogni quattro mesi aggiunge una città della dimensione di Shanghai (26.87 milioni di abitanti) alla popolazione urbana). Il maggior contributo alla crescita della domanda – quasi il 30% – arriverà dall'India, la cui quota sul consumo energetico mondiale raggiungerà l'11% al 2040 (ancora ben al di sotto della sua incidenza in termini di popolazione, pari al 18%, prevista a quella data).

A tutt'oggi le fonti energetiche più largamente usate per la produzione di energia elettrica e meccanica sono le fonti fossili (carbone, petrolio e gas naturale) anche se una quota di energia elettrica viene prodotta mediante l'uso di combustibile nucleare e fonti rinnovabili. Negli ultimi anni la consapevolezza dell'esauribilità delle fonti unitamente alla necessità di garantire la sicurezza degli approvvigionamenti in una situazione geopolitica sempre più turbolenta nei Paesi con le principali riserve energetiche, e, soprattutto, la

valutazione attenta dei danni ambientali¹ che la produzione di energia sta causando ha certamente contribuito a focalizzare l'attenzione dei governi sul problema energetico. Le politiche per l'energia hanno assunto un ruolo sempre più rilevante, non solo nei Paesi maggiormente industrializzati, ma anche in quelli di più recente industrializzazione che presentano le maggiori crescite del PIL quali ad esempio l'India.

La breve analisi che verrà svolta nei paragrafi successivi non è certamente esaustiva ma può fornire elementi per inquadrare la complessità del problema energetico e stimolare approfondimenti e riflessioni critiche su come produrre energia attraverso le tecnologie disponibili nel rispetto dei vincoli ambientali e tenendo conto delle implicazioni economiche e sociali.

II. Lo sviluppo sostenibile

La necessità di un impegno globale alla soluzione del problema energetico è evidente sia riguardo all'esauribilità delle fonti fossili sia in relazione alla riduzione dell'impatto ambientale legato al loro utilizzo (circa l'80% della

¹ La crescente preoccupazione della comunità scientifica internazionale rappresentata dall'IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) sui potenziali rischi del cambiamento climatico spinse le Nazioni Unite, nel 1992, a dotarsi di un quadro d'azione denominato "United Nations Framework Convention on Climate Change" (UNFCCC) per combattere gli effetti di tale cambiamento. L'UNFCCC stabilì la creazione di vari organi e istituzioni, tra cui la Conferenza delle Parti (Conference of Parties, COP) che è, ancora oggi, il principale organo. La Conferenza delle Parti deve prendere le decisioni necessarie per promuovere l'effettiva attuazione della Convenzione. Ha il ruolo di promuovere lo scambio di informazioni, formulare raccomandazioni, esaminare gli impegni delle Parti e mobilitare risorse finanziarie per l'effettiva attuazione di programmi e meccanismi. A partire dal 1995 (COP1, Berlino), gli Stati aderenti si riuniscono annualmente per monitorare gli effetti dei cambiamenti climatici e discutere delle azioni e delle strategie da attuare per il raggiungimento degli obiettivi comuni. Nella COP3 del 1997 venne approvato il *Protocollo di Kyoto*, un trattato che richiedeva ai Paesi industrializzati una diminuzione del 5% delle emissioni di gas serra rispetto ai livelli del 1990, da realizzarsi entro il 2012. La finale approvazione del Protocollo da parte dei Paesi avvenne dopo 7 anni, nel 2005. Di fondamentale importanza è stata la sottoscrizione del cosiddetto *Accordo di Parigi*, stipulato durante la COP21 (Parigi, 2015), con il quale i sottoscrittori si impegnarono a mantenere l'aumento della temperatura media globale sotto i 2 gradi centigradi. Nella COP26 (Glasgow, 2021) tale limite si è ridotto a 1.5°C. Per approfondimenti <https://unfccc.int/>.

produzione energetica mondiale è affidata a combustibili fossili e circa il 95% dell'energia utilizzata nei trasporti è di origine fossile).

Numerosi rapporti scientifici confermano che i cambiamenti climatici in atto sono causati principalmente dall'azione dell'uomo, soprattutto a causa delle emissioni di CO₂ (responsabile di un aumento dell'effetto serra) legate al ricorso in ambito energetico a fonti fossili. In generale, come è noto, i principali gas serra, come il vapore acqueo, l'anidride carbonica, ed il metano dovuto a processi biologici consentono a buona parte del nostro pianeta di avere una temperatura media accettabile (15°C), in quanto ostacolano parzialmente la riflessione dei raggi solari. Infatti, solo il 50% delle radiazioni solari viene assorbito direttamente dalla superficie terrestre, mentre, della parte restante, il 25% viene assorbito dall'atmosfera e il 30% viene riflesso nel cosmo. Proprio parte delle radiazioni riflesse viene bloccata dai gas serra, che la rimettono in tutte le direzioni, compresa quindi la superficie terrestre.

Prima dell'era industriale, i valori della concentrazione di anidride carbonica in atmosfera erano rimasti stabili attorno a 280 ppm per circa 6000 anni. Dal 1980 al 2023 si è passati da una concentrazione atmosferica di CO₂ di circa 340 ppm ad oltre 424 ppm, con un incremento del 25%. L'attuale concentrazione è la più alta che si sia mai verificata negli ultimi 650 mila anni e molto probabilmente anche nell'ultimo milione di anni, come hanno dimostrato le più recenti ricerche in Antartide. Secondo gli studi condotti dalla comunità scientifica internazionale, il 70% circa dell'aumento di anidride carbonica in atmosfera è causato dalla combustione di fonti fossili di energia, il rimanente 30% è dovuto ad altre cause, tra cui l'agricoltura, la deforestazione, l'uso del suolo e i cambiamenti di uso del suolo.

La comunità scientifica internazionale, rappresentata dall'IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), è concorde nell'affermare che gli attuali cambiamenti climatici sono dovuti prevalentemente a fattori umani. In particolare, le principali cause ed effetti sono: i) l'incremento delle temperature medie della superficie terrestre pari a circa 0.6°C dal 1860, maggiore rispetto a quello relativo al secolo scorso; tale incremento è da ricondurre ad attività antropiche; ii) il tasso di crescita delle temperature medie della superficie terrestre potrebbe aumentare di dieci volte nel corso dei prossimi decenni; iii) l'estremizzazione delle caratteristiche climatiche delle varie zone del mondo; iv) i cambiamenti climatici saranno più accentuati sulle terre

emerse, colpendo maggiormente l'Europa meridionale, l'Asia centrale e buona parte dell'Africa; v) innalzamento dei livelli marini.

L'unica azione efficace per rallentare e mitigare tali cambiamenti è una strategia globale che vada nella direzione del contenimento delle emissioni dei gas climalteranti, in particolare della CO₂. Ciò significa sviluppare politiche energetiche a breve e medio termine che consentano la transizione verso un sistema energetico "decarbonizzato" (livelli di emissione di CO₂ ridotte del 40-50% rispetto a quelle del 1990 pari a circa 353 ppm). Tali strategie possono essere così sintetizzate: i) incremento dell'efficienza energetica nella produzione di energia nel settore elettrico e residenziale; ii) incremento dell'impiego di energia elettrica nel settore trasporti e residenziale; iii) flessibilità nell'utilizzo dei combustibili; iv) impiego di combustibili a basso impatto ambientale; v) incremento della produzione di energia mediante le rinnovabili (solare, eolico, biomasse, idroelettrico); vi) sviluppo e utilizzo di bio-combustibili derivati da colture non alimentari per il settore trasporti; vii) sostegno alla ricerca e allo sviluppo di nuove tecnologie (CCUS, veicoli elettrici, fonti energetiche a basse emissioni di carbonio e smart grid). In particolare, grande interesse è volto allo sviluppo di politiche e strategie che si basano sull'idrogeno come soluzione per decarbonizzare i processi industriali (settore hard to abate) e i comparti economici nei quali la riduzione delle emissioni di carbonio è più complessa. In Europa, l'interesse allo sviluppo di tale vettore energetico è inoltre cresciuto a seguito della guerra russo ucraina come una delle strategie per ridurre la dipendenza dagli approvvigionamenti esteri (fonti fossili russe). In particolare, il 18 maggio 2022 la Commissione europea ha presentato il piano REPowerEU², che mira ad accelerare e integrare diverse iniziative legislative europee in corso, fissando un obiettivo di 10 milioni di tonnellate di produzione domestica di idrogeno rinnovabile e 10 milioni di tonnellate di idrogeno rinnovabile importato entro il 2030. Il 16 marzo 2023 la Commissione Europea ha definito nuovi strumenti per promuovere e sostenere gli investimenti nella produzione di idrogeno rinnovabile attraverso lo European Hydrogen Bank (EHB). In Italia, come interventi³ per avviare lo sviluppo del mercato dell'idrogeno decarbonizzato (idrogeno

² https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal/repowereu-affordable-secure-and-sustainable-energy-europe_it.

³ Obiettivi, misure e strumenti per lo sviluppo delle filiere dell'idrogeno sono indicate nel Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima (PNIEC) in approvazione nel 2024.

“verde”), è prevista, entro il 2030, l’installazione di circa 5 GW di capacità di elettrolisi.

III. Le fonti energetiche

Quantificare quale sia la reale disponibilità di una fonte energetica è funzione sia dei costi ritenuti “accettabili” per il suo approvvigionamento, sia dei costi (non soltanto economici) ritenuti accettabili per ciò che concerne l’impatto ambientale dovuto al suo ottenimento. D’altro canto, è impossibile stimare quale sia il reale costo di una fonte energetica senza considerare la sua disponibilità (soprattutto in funzione di quella delle altre possibili fonti) e le eventuali spese che è necessario sostenere per contenere entro limiti accettabili il suo impatto ambientale.

Affinché una fonte di energia primaria sia convenientemente sfruttabile deve essere *accumulabile, trasportabile, frazionabile, continua e regolabile*. Una fonte di energia è tanto più pregiata quanto migliori sono le caratteristiche sopra indicate. Le fonti che attualmente soddisfano tali requisiti sono quella fossile e quella nucleare, mentre sono evidenti le difficoltà in tal senso di quelle rinnovabili come il solare, l’eolico, e le biomasse. La fonte idraulica, pur essendo rinnovabile, parzialmente possiede le caratteristiche precedentemente menzionate.

In figura I sono riportate le fonti energetiche disponibili ed il loro possibile impiego nella conversione dell’energia.

Si può notare come l’idrogeno sia un combustibile derivato e quindi non classificabile come fonte primaria ma come “vettore energetico”.

In figura, inoltre, è indicato il percorso relativo all’uso delle fonti primarie finalizzato alla conversione del loro contenuto energetico attraverso i diversi sistemi. Ad esempio, la produzione di energia elettrica dai combustibili fossili passa attraverso la generazione di energia termica ottenuta mediante un processo di combustione fonte di impatto ambientale atmosferico, mentre la stessa produzione) di energia elettrica da energia rinnovabile (solare, geotermica, eolica, idraulica) è possibile attraverso sistemi di conversione a basso impatto ambientale.

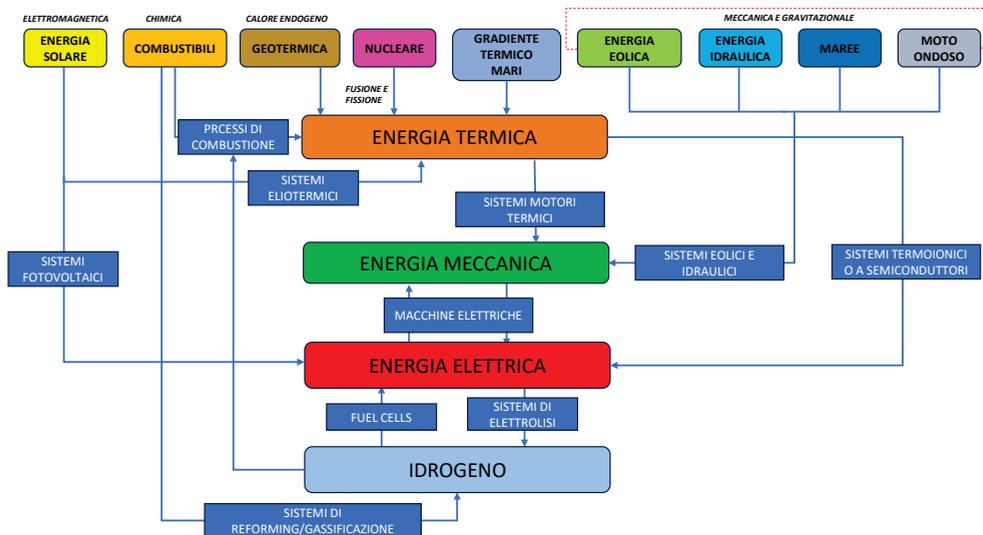


Figura I. Fonti energetiche disponibili e sistemi di conversione.

Le fonti energetiche fossili

Come già sottolineato, le fonti energetiche più diffusamente impiegate nei sistemi di produzione dell'energia sono le fonti fossili: petrolio, gas naturale e carbone. La quota di carbone, petrolio e gas naturale nell'approvvigionamento di energia a livello mondiale è ferma da decenni attorno all'80%, come indicato nel *World Energy Outlook 2023* redatto dall'IEA, anche se inizia ad abbassarsi e potrebbe raggiungere il 73% entro il 2030⁴.

Il *petrolio* sta progressivamente perdendo importanza relativa (dal 45% dell'energia primaria degli anni 70 a poco più del 30% attuale e al 27% previsto nel 2035), ma il suo consumo in termini assoluti è comunque atteso in crescita. In figura II è riportata la ripartizione delle riserve accertate (1732.4 mila miliardi di barili nel 2020)⁵ da cui risulta che i Paesi mediorientali

⁴ Stima basata considerando lo scenario delle politiche vigenti (Scenario STEPS, *Stated Policies Scenario*) nel *World Energy Outlook 2023*, IEA (2023), *World Energy Outlook 2023*, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023>, License: CC BY 4.0 (report); CC BY NC SA 4.0 (Annex A).

⁵ I dati sulle riserve accertate di petrolio, gas naturale e carbone sono derivati da "Statistical Review of World Energy", 2021, bp.p.l.c., London,

detengono circa il 48% delle riserve mondiali. Agli attuali consumi la vita media delle riserve mondiali è stimata in 57 anni ma suscettibile di variazioni legate a possibili scoperte di nuovi giacimenti. Lo scenario nel medio termine appare tuttavia preoccupante: i nuovi giacimenti sono sempre più costosi da sfruttare, mentre è previsto un aumento del peso della produzione dei Paesi OPEC e delle compagnie nazionali dei paesi produttori.

Il *gas naturale*, composto principalmente da CH₄, rispetto agli altri combustibili fossili è una fonte a basso impatto ambientale per quanto riguarda le emissioni di CO₂, poiché la molecola di metano contiene un atomo di carbonio per quattro atomi di idrogeno. Questa caratteristica ne ha favorito negli ultimi anni un diffuso impiego, trascurando, a volte, un uso più razionale delle fonti disponibili.

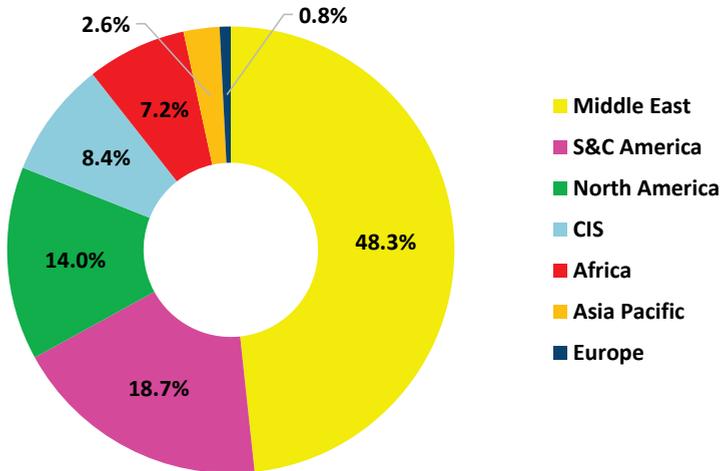


Figura II. Riserve di petrolio accertate per area geografica al 2020.

La domanda globale di gas naturale è prevista in sensibile aumento (oltre 5000 miliardi di m³ previsti nel 2035) trainata dalla crescita dei consumi nei Paesi asiatici soprattutto per la generazione di energia elettrica. La figura III riporta le riserve di tipo convenzionale di gas naturale accertate (188.1 trilioni di m³). Agli attuali consumi la vita media delle riserve mondiali è stimata in circa 49 anni. Anche questa stima può essere suscettibile di variazioni legate alla scoperta di nuovi giacimenti. Negli ultimi anni hanno avuto grande sviluppo le tecnologie per lo sfruttamento di giacimenti non convenzionali (shale

https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html#tab_sr-2021.

gas, tight gas e coalbed methane). Lo shale gas (gas da argille, impropriamente definito come gas di scisto o anche gas da scisti bituminosi) è gas metano derivato dalla decomposizione anaerobica di materia organica contenuta in argille (shale) durante la diagenesi (qualsiasi cambiamento chimico, fisico subito da un sedimento dopo la sua deposizione iniziale e durante e dopo la sua trasformazione in roccia coerente) e intrappolato nella microporosità della roccia. I giacimenti di shale (giacimenti non convenzionali) si trovano solitamente tra i 2000 e i 4000 metri di profondità, per cui è necessario effettuare una prima perforazione verticale per raggiungere lo strato di rocce. Poiché l'argilla è scarsamente permeabile i giacimenti non possono essere messi in produzione spontanea come avviene per quelli convenzionali, ma necessitano di una successiva perforazione orizzontale (directional drilling) seguita da estensiva fratturazione idraulica, che consente di migliorare la permeabilità dell'argilla e di liberare il gas metano presente nella shale. Con le tecnologie sviluppate nell'ultimo decennio si stima che il recupero di gas da questo tipo di giacimento corrisponda a circa il 30% del totale di gas presente in sito, contro il 70% di recupero nei giacimenti convenzionali. È dunque necessario perforare un numero molto più consistente di pozzi per ottenere una quantità di gas naturale che permetta la continuità produttiva di un campo.

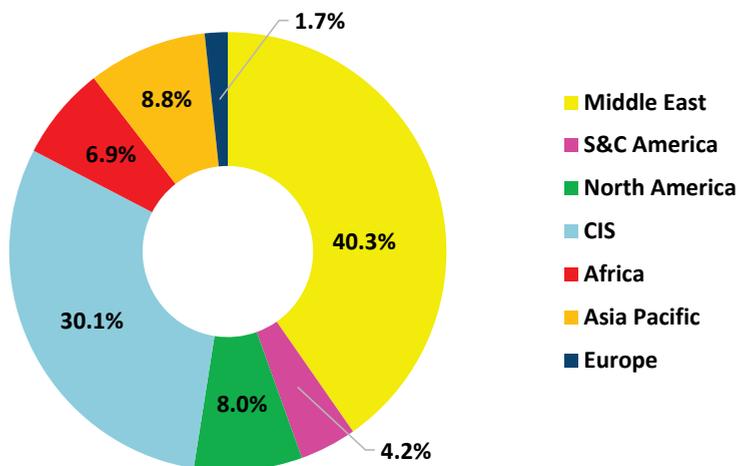


Figura III. Riserve accertate di gas naturale per area geografica al 2020.

Lo shale gas ha attirato notevole interesse soprattutto negli Stati Uniti, dove la sua produzione è passata, negli ultimi dieci anni, da 10 a 140 miliardi di

metri cubi annui, circa il 23% del fabbisogno di gas naturale annuale del Paese. Si stima che la nazione con la più grande riserva di shale gas sia la Cina. Lo sviluppo di questa tecnologia in molti Paesi dipenderà dall'effettiva sfruttabilità delle riserve geologiche identificate e dalla soluzione delle problematiche ambientali.

Il *carbone*, la più antica fra le fonti fossili utilizzate, è stata, negli ultimi decenni in alcuni Paesi, come anche l'Italia, tralasciata a favore del gas naturale grazie al minore impatto ambientale di quest'ultimo. In figura IV è riportata la distribuzione delle riserve accertate al 2020 (1074108 milioni di tonnellate). Rispetto al petrolio ed al gas naturale, esse si trovano in aree geografiche politicamente stabili. Nel 2022, il carbone, a livello mondiale, ha mantenuto un ruolo determinante nella produzione di energia elettrica con una quota pari al 36% della produzione totale, sostanzialmente in linea con il dato 2021. In Europa (UE), la quota è stata pari al 17%, 16% nel 2021. Agli attuali consumi la vita media delle riserve mondiali è stimata in 139 anni. Grazie alle ampie riserve disponibili, il bilancio domanda-offerta è previsto più equilibrato di quello del petrolio.

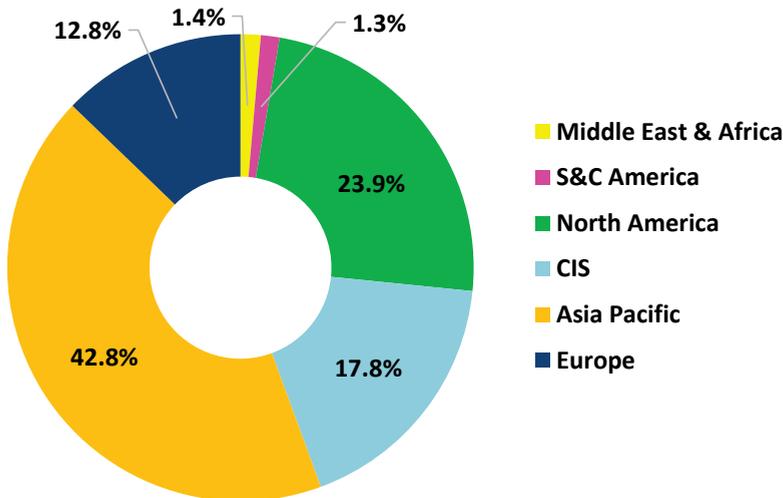


Figura IV. Riserve accertate di carbone per area geografica al 2020.

Le fonti rinnovabili

L'incremento dei consumi energetici e la necessità di ridurre le emissioni di CO₂ hanno, negli ultimi anni, spinto verso lo sviluppo e la diffusione delle tecnologie per la produzione di energia da fonti rinnovabili. Le energie rinnovabili (solare, eolica, idroelettrica, da biocarburanti, etc.), infatti, sono al centro della transizione verso sistemi energetici a minore intensità di carbonio e più sostenibili. La diffusione delle energie rinnovabili nei settori della produzione di energia elettrica e termica e nel settore dei trasporti è una delle strategie che potranno contribuire a mantenere l'aumento della temperatura media globale al di sotto di 1.5°C. La potenza installata è cresciuta rapidamente negli ultimi anni, grazie a politiche mirate e alla forte riduzione dei costi, in particolare per il solare fotovoltaico e l'energia eolica.

I dati IRENA⁶, riportati in figura V mostrano, a livello mondiale, una capacità totale installata di circa 3372 GW a fine 2022. La quota maggiore è rappresentata dall'idroelettrico con 1256 GW di potenza (37%), mentre il fotovoltaico (1055 GW) e all'eolico (899 GW) raggiungono il 31% e il 27%, rispettivamente. Una quota minore è costituita dai 149 GW (4%) di bioenergia e 15 GW (1%) di geotermia. Analisi condotte dall'IEA prevedono che le nuove politiche introdotte nel 2022 nelle più grandi economie globali incrementeranno l'uso delle energie rinnovabili.

La Cina continua a essere leader in termini di incremento di potenza installata da rinnovabile, con 160 GW aggiunti nel 2022, quasi la metà di tutta la distribuzione globale.

L'Unione Europea sta accelerando la diffusione del solare fotovoltaico e dell'eolico in risposta alla crisi energetica, con oltre 50 GW aggiunti nel 2022, un aumento di quasi il 45% rispetto al 2021. Nuove politiche e obiettivi sono inoltre proposti nel piano REPowerEU e nel piano industriale Green Deal.

Gli Stati Uniti hanno annunciato nuovi importanti finanziamenti nel 2022 nell'ambito dell'IRA (Inflation Reduction Act), che dovrebbero favorire la diffusione delle energie rinnovabili nel medio termine e stimolare gli investimenti sia nelle centrali elettriche che nella produzione di apparecchiature. L'India rimane impegnata nell'ambizioso obiettivo di raggiungere 500 GW di capacità elettrica non fossile nel 2030.

⁶ IRENA (2023), Renewable energy statistics 2023, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi.

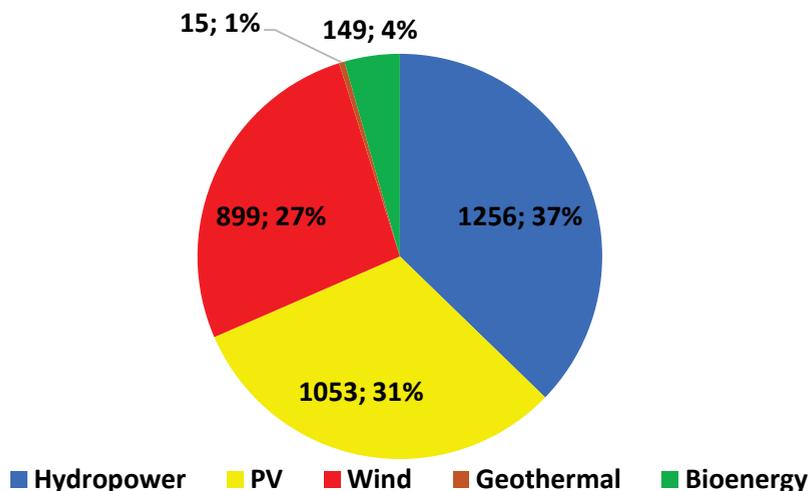


Figura V. Potenza rinnovabile installata (GW) nel mondo e distribuzione per tipologia al 2022.

Per quanto riguarda la produzione di energia elettrica, le rinnovabili si attestano, nel 2021, a 7574 TWh. La figura VI riporta i contributi di ciascuna tecnologia.

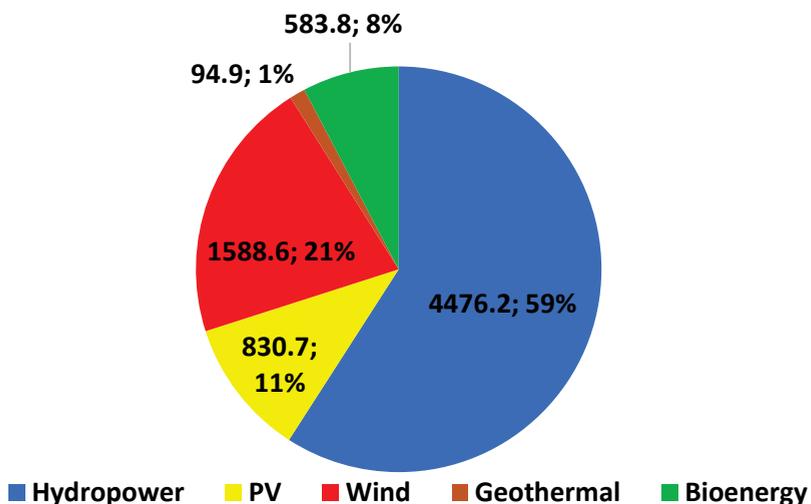


Figura VI. Energia elettrica rinnovabile generata (TWh) nel mondo e distribuzione per tipologia al 2021.

È possibile notare che l'apporto maggiore è fornito dall'idroelettrico (59%), mentre tra le rinnovabili non programmabili l'eolico fornisce quasi il doppio del PV, pur a fronte di una potenza installata minore. Ciò è dovuto al fattore di capacità⁷ degli impianti fotovoltaici che risulta minore, in generale, rispetto a quello degli impianti eolici (10-21% vs 23-44). Comunque, attualmente, i sistemi di produzione dell'energia da fonti rinnovabili non sono ancora da considerarsi sostitutivi dei sistemi tradizionali, ma possono *contribuire* al soddisfacimento della domanda di energia.

IV. La situazione italiana

Il problema energetico, in Italia, riveste carattere di particolare rilevanza, data la forte dipendenza energetica dall'estero, superiore al 73%, contro la media del 53.7% dei paesi EU. Tale condizione di dipendenza impone un'attenta politica di razionalizzazione e diversificazione delle fonti primarie di energia impiegate nei vari settori. Il fabbisogno energetico lordo del Paese negli ultimi anni presenta un trend leggermente decrescente, attestandosi nel 2022 a circa 149.2 milioni di tonnellate equivalenti di petrolio (Mtep).

Nella figura VII è rappresentata la composizione delle fonti energetiche (fossili, rinnovabili ed energia elettrica importata) impiegate per la copertura della domanda al 2022, in Mtep.

Il gas naturale (38%) e i prodotti petroliferi (36%) contribuiscono in misura preponderante, mentre le rinnovabili si attestano al 18%. Si osservano differenze significative tra il mix energetico italiano e quello medio EU27 in cui va considerata anche la quota del nucleare pari al 13.3%. In Italia, il gas naturale riveste un ruolo relativamente molto significativo (38% del totale rispetto a una media EU27 del 24%, secondo fonte Eurostat 2021), mentre il ricorso ai prodotti petroliferi è in linea con la media europea così come l'impiego delle rinnovabili. L'impiego di combustibili solidi è notevolmente inferiore (6% vs. 11.6%).

⁷ Il fattore di capacità è definito come il rapporto tra l'energia effettivamente prodotta dall'impianto in un determinato periodo di tempo e quella massima producibile nello stesso periodo, cioè quella che sarebbe generata se l'impianto funzionasse alla potenza nominale.

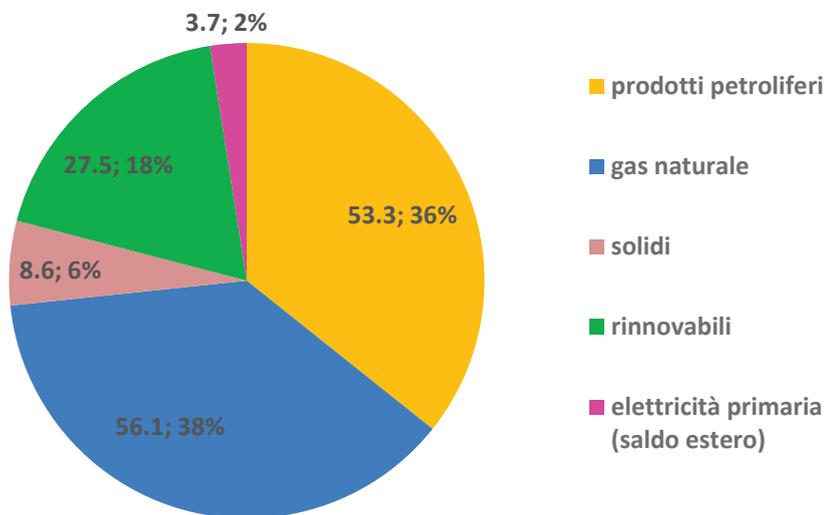


Figura VII. Mix energetico in Italia (Mtep) nel 2022.

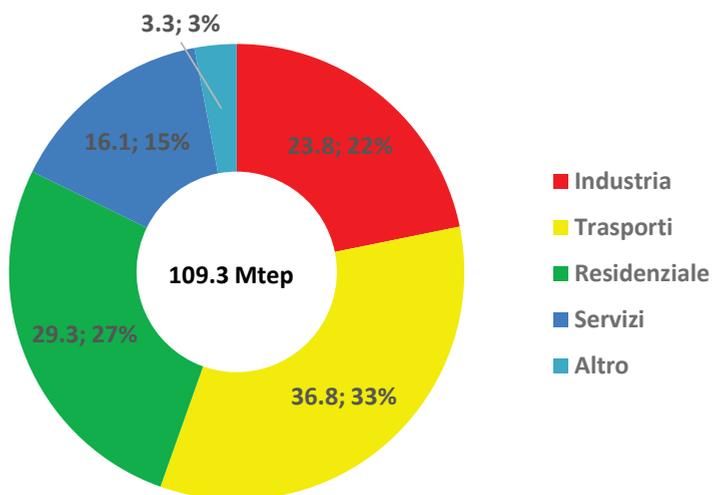


Figura VIII. Consumo finale di energia per settore al 2022.

Il consumo finale di energia è stato, nel 2022, pari a 109.3 Mtep. In figura VIII è riportata la distribuzione per settore: trasporti (33%) e residenziale (27%) risultano i settori maggiormente energivori.

Produzione di energia elettrica in Italia

La domanda di energia elettrica nel 2022 è stata pari a circa 317 TWh (valore che negli ultimi anni è rimasto pressoché costante), soddisfatta per l'86.4% da produzione nazionale, per un valore netto pari a circa 275 TWh, mentre la restante quota del fabbisogno è stata coperta dalle importazioni nette dall'estero, per un valore pari a 43 TWh.

La tabella I riporta i dati relativi al bilancio di energia elettrica negli ultimi anni. La fonte termoelettrica (184.1 TWh) non rinnovabile ha coperto la maggior parte del fabbisogno, rappresentando, nel 2022, il 64.7% della produzione lorda, mentre le rinnovabili hanno contribuito complessivamente con 100.1 TWh, pari al 35.2%. Tra le fonti rinnovabili, il fotovoltaico e l'eolico raggiungono il 17.1% (il fotovoltaico raggiunge il massimo storico con oltre 28 TWh di energia elettrica prodotta) della produzione totale lorda. Per quanto riguarda l'impiego dei combustibili fossili nella produzione termoelettrica tradizionale, il gas naturale è stato impiegato per produrre il 75% (138.6 TWh), il carbone il 14% (25.9 TWh), i prodotti petroliferi il 4% (7.4 TWh), mentre il restante 7% (12,2 TWh) è stato prodotto prevalentemente impiegando gas di cokeria e d'altoforno, gas d'acciaieria o espansione di gas in pressione.

La potenza efficiente⁸ lorda complessiva degli impianti di produzione di energia elettrica è risultata, nel 2022, pari a 123.3 GW (figura IX). In particolare, le fonti rinnovabili hanno praticamente raggiunto la capacità del termoelettrico tradizionale (pari a 62.4 GW e basato sull'impiego di fonti fossili), con 61.1 GW di potenza efficiente lorda installata. Nell'ambito del termoelettrico (prevalentemente impianti a ciclo combinato) la potenza complessiva degli impianti di sola produzione di energia elettrica è attualmente pari a 35.8 GW, mentre la potenza cogenerativa (la potenza efficiente lorda complessiva di impianti di produzione combinata elettricità-calore) è 26.6 GW. Nel 2022

⁸ La potenza efficiente di un impianto di generazione è la massima potenza elettrica possibile per una durata di funzionamento sufficientemente lunga per la produzione esclusiva di potenza attiva, supponendo tutte le parti dell'impianto interamente in efficienza e nelle condizioni ottimali (di portata e di salto nel caso degli impianti idroelettrici e di disponibilità di combustibile e di acqua di raffreddamento nel caso degli impianti termoelettrici). La Potenza Efficiente è lorda se misurata ai morsetti dei generatori elettrici dell'impianto o netta se misurata all'uscita dello stesso, dedotta cioè la potenza assorbita dai servizi ausiliari dell'impianto e dalle perdite nei trasformatori di centrale.

la massima potenza richiesta dal sistema elettrico nazionale è stata pari a 57.37 GW (registrata il 25 luglio alle ore 15).

Tabella I. Bilancio energia elettrica nazionale 2022,
(<https://dgsaie.mise.gov.it/bilancio-energetico-nazionale>).

Bilancio energia elettrica (TWh)	2017	2018	2019	2020	2021	2022
Produzione lorda di energia elettrica	294.00	288.00	292.00	278.60	286.90	284.20
Idroelettrica	36.20	48.80	46.30	47.60	45.40	28.20
Geotermoelettrica	6.20	6.10	6.10	6.00	5.90	5.80
Altre rinnovabili ^a	61.50	59.50	63.40	63.30	65.00	66.10
Termoelettrica tradizionale	190.10	173.60	176.17	161.70	170.60	184.10
Assorbimenti ausiliari di centrale	10.60	9.90	9.90	8.90	9.00	9.60
Produzione netta di energia elettrica	283.40	278.10	282.10	269.70	277.90	274.60
Saldo import/export	37.80	43.90	38.10	32.20	42.80	43.00
Perdite per pompaggio	0.70	0.60	0.60	0.70	0.80	0.70
Energia elettrica richiesta	320.5	321.4	319.6	301.2	319.9	316.9

^a PV, eolico, rifiuti solidi urbani (solo frazione rinnovabile), colture e rifiuti agro-industriali, biogas.

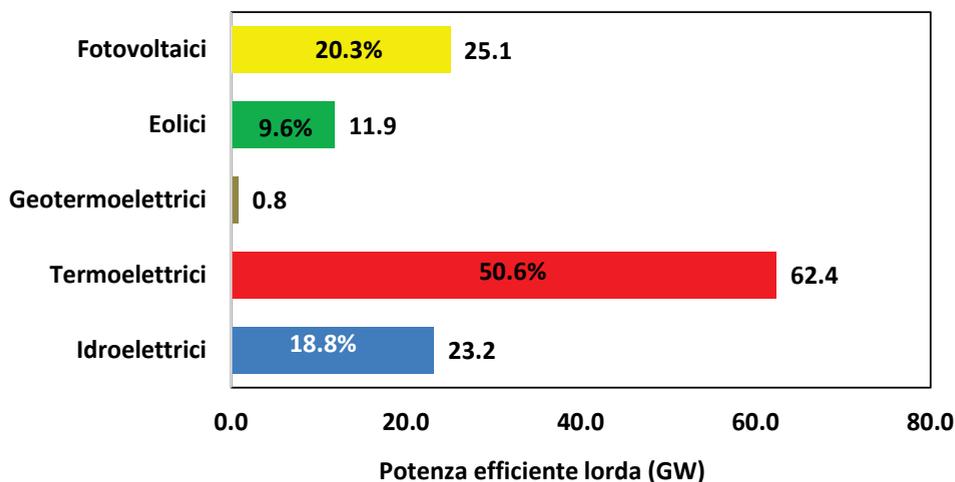


Figura IX. Potenza efficiente lorda degli impianti di produzione di energia elettrica in Italia (2022).

V. Il Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima

La questione energetica, nella sua accezione più generale, impone un approccio diverso basato su considerazioni relative a: i) vincoli ambientali dettati dallo sviluppo sostenibile; ii) reperibilità e stabilità delle forniture energetiche e, a lungo termine; iii) incremento del fabbisogno energetico.

L'Unione Europea si pone come leader a livello globale per la lotta ai cambiamenti climatici, pur contribuendo soltanto per circa il 7%⁹ (nel 2021, 2.62 miliardi di tonnellate su 32.17) alle emissioni di CO₂ (circa il 6% includendo gli altri gas effetto serra). Le iniziative intraprese a partire dal 2019 si sono concretizzate nel 2021 con l'adozione della normativa sul Clima (Regolamento UE 2021/1119) che sancisce l'obiettivo dell'UE di raggiungere la neutralità climatica ("net zero") entro il 2050 e l'obiettivo intermedio di ridurre le emissioni di gas a effetto serra di almeno il 55% entro il 2030 rispetto ai livelli del 1990. In particolare, tale normativa definisce il quadro per le azioni che gli Stati membri dovranno adottare al fine di ridurre progressivamente le emissioni e conseguire infine la neutralità climatica. A luglio 2021 la Commissione Europea ha presentato una serie di proposte legislative denominate "Fit-for-55" (FF55), volte a specificare nel concreto come raggiungere l'obiettivo 2030 della legge sul clima. Il pacchetto prevede norme nei seguenti ambiti: energia, trasporti, scambio e riduzione delle emissioni, uso del suolo e silvicoltura. In particolare, sono indicati target specifici per l'efficienza energetica e per la quota delle rinnovabili sui consumi finali complessivi. Successivamente, con il piano REPowerEU (maggio 2022) deciso a seguito della guerra in Ucraina e la crisi del gas russo, la Commissione Europea ha proposto di rivedere il target delle rinnovabili portandolo dal 40%, previsto nel FF55, al 45% sui consumi finali energetici. Attraverso le azioni e le politiche definite nel piano REPowerEU le istituzioni dell'Unione intendono infatti rendere l'Europa più resiliente in materia energetica e indipendente dai combustibili fossili russi ben prima del 2030. Tra le principali misure e azioni proposte sono inclusi: i) l'innalzamento dal 40% al 45% del target europeo di incidenza delle energie rinnovabili nei consumi energetici lordi entro il 2030; ii) il raggiungimento di 320 GW di fotovoltaico installato al 2025 e di quasi 600 GW al 2030. I Paesi dell'Unione devono, quindi, dotarsi di piani

⁹ Dati da: <https://ourworldindata.org/co2-emissions>. Nel 2021, per le emissioni di CO₂, la Cina ha contribuito con il 30.9%, gli Stati Uniti con il 13.49%, l'India con il 7.3%,

energetici nazionali¹⁰ (in Italia è il PNIEC, Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima) che tengano conto delle nuove normative europee e dei target ambientali ed energetici da raggiungere al 2030 e, a lungo termine, al 2050.

L'Italia ha aggiornato il proprio PNIEC¹¹ (giugno 2023, attualmente al vaglio della Commissione Europea) individuando strumenti e misure per raggiungere gli obiettivi previsti dal FF55 e dal REPowerEU. In particolare, la proposta di PNIEC 23 stabilisce *«gli obiettivi nazionali al 2030 su efficienza energetica, fonti rinnovabili e riduzione delle emissioni di CO₂, come anche quelli in tema di sicurezza energetica, interconnessioni, mercato unico dell'energia e competitività, sviluppo e mobilità sostenibile»*. Al 2030, i principali target energetico-ambientali sono: -55% di emissioni di GHG rispetto al 1990, 40% copertura di consumi energetici da fonti rinnovabili pari al 40% (65% nel settore elettrico, 37% nel settore termico, 31% nel settore dei trasporti), riduzione dei consumi finali di energia del 43% (il target europeo è pari al 32.5%) rispetto alle proiezioni elaborate con lo scenario Primes 2007 con un consumo finale stimato pari a 100.3 Mtep. In particolare, il 65% di quota rinnovabili per i consumi elettrici prevede nuove installazioni di eolico on-shore e off-shore per 27 GW e fotovoltaico per 57 GW. Inoltre, è stato stabilito un obiettivo di consumo di idrogeno da fonti rinnovabili del 42% negli usi industriali. Le energie rinnovabili occupano dunque un ruolo cruciale nella politica energetica nazionale, che prevede per la generazione elettrica un mix elettrico basato su una quota crescente di rinnovabili e, per la parte residua, sul gas. L'integrazione delle nuove rinnovabili previste potrà essere garantita grazie all'installazione di circa 94 GWh di nuovi accumuli.

Con riferimento alle 5 dimensioni dell'Unione dell'energia¹², la tabella II riporta i principali obiettivi previsti dal PNIEC 23.

¹⁰ Sulla base del regolamento sulla governance, entrato in vigore nel dicembre 2018, gli Stati membri dell'UE devono rendere noto il loro contributo all'Unione dell'energia mediante piani nazionali per l'energia e il clima (PNEC), che coprono un periodo di 10 anni e devono essere aggiornati periodicamente.

¹¹ https://www.mase.gov.it/sites/default/files/PNIEC_2023.pdf.

¹² L'Unione dell'energia nasce nel 2015 come strategia per unificare progressivamente le politiche e i mercati dell'energia degli Stati membri dell'EU. La strategia dell'Unione dell'energia si articola in cinque dimensioni, strettamente interconnesse, finalizzate a migliorare la sicurezza, la sostenibilità e la competitività dell'approvvigionamento energetico.

Per quanto attiene alla dimensione della decarbonizzazione, nel settore dei trasporti è prevista una diminuzione delle emissioni del 26% dovuta alla massiccia elettrificazione del trasporto auto e, in misura minore, alla penetrazione di biocarburanti. Per i settori coperti dal sistema di scambio quote EU-ETS¹³ (in particolare il termoelettrico e le industrie fortemente energivore) il contributo principale alla riduzione delle emissioni deriveranno dall'incremento di rinnovabili nel mix di generazione elettrica. Oltre alle rinnovabili elettriche ulteriori contributi di riduzione potranno derivare dal phase-out dal carbone, dall'incremento dell'efficienza energetica nei processi di lavorazione, dall'utilizzo di gas rinnovabili alternativi, quali il biometano e l'idrogeno, negli usi finali ed energetici, inclusi i settori industriali hard-to-abate. Per raggiungere l'obiettivo di contenimento delle emissioni, in particolare del settore industriale, sarà necessario anche il ricorso alla cattura, trasporto e stoccaggio/utilizzo della CO₂ (CCUS).

Le dimensioni dell'efficienza energetica e della sicurezza energetica sono fondamentali nel piano e il raggiungimento dei relativi obiettivi è cruciale. L'incremento dell'efficienza energetica, previsto soprattutto nel settore civile e dei trasporti, infatti, contribuisce contemporaneamente alla riduzione dei consumi e delle emissioni, all'incremento della quota rinnovabile nel mix energetico del Paese (ad esempio, per il residenziale, nell'ambito della riqualificazione energetica degli edifici, sono previste misure d'incentivazione per una maggiore elettrificazione dei consumi attraverso l'impiego del fotovoltaico domestico), e, di conseguenza, all'incremento della sicurezza energetica che è inoltre ottenuta adottando misure specifiche come la diversificazione negli approvvigionamenti e l'aumento della capacità di rigassificazione (nuovi impianti per la rigassificazione del gas naturale liquefatto). In questo quadro, un ruolo fondamentale per rafforzare la sicurezza dell'approvvigionamento è giocato dallo stoccaggio del gas naturale. Riguardo alla dimensione del Mercato interno dell'energia, gli obiettivi previsti sono volti a rafforzare il ruolo dell'Italia come hub energetico europeo e corridoio di approvvigionamento delle rinnovabili dell'area mediterranea. Gli interventi riguardano, tra gli altri: i) lo sviluppo e l'ampliamento della rete nazionale (nuova rete Hypergrid prevista da Terna nel piano di sviluppo) e delle interconnessioni con altri Paesi; ii) lo sviluppo della capacità di interconnessione con il

¹³ Sistema europeo di scambio di quote di emissione di gas a effetto serra (European Union Emissions Trading System – EU ETS).

Nord Africa che risulta di rilevanza strategica per l'intero sistema elettrico del Mediterraneo; iii) lo sviluppo e l'adeguamento del trasporto del gas incrementando la capacità di importazione dai punti di interconnessione con i Paesi del Nord Africa e dall'Azerbaijan; iv) l'integrazione dei mercati energetici UE; v) strumenti e misure per ridurre il numero delle famiglie in povertà energetica (target 8% al 2030). Con riferimento alla dimensione della Ricerca, Sviluppo e Competitività, gli interventi, le misure e gli strumenti riguardano lo sviluppo delle tecnologie energetiche ritenute strategiche per il raggiungimento degli obiettivi di decarbonizzazione e neutralità climatica nel breve (2024), medio (2030) e lungo termine (2050) e il rafforzamento, allo stesso tempo, della competitività dell'industria nazionale. La priorità al 2030 è lo sviluppo dei seguenti ambiti tecnologici e linee di azione: i) stoccaggio energia elettrica (accumulatori innovativi); ii) fonti rinnovabili (solare, geotermia, altre rinnovabili onshore e offshore), iii) idrogeno; iv) combustibili rinnovabili (i.e. biometano, e-fuels, etanolo); v) nucleare; vi) cattura, utilizzo e stoccaggio di CO₂ (CCUS); vii) tecnologie di rete e digitalizzazione; viii) materie prime critiche e materiali avanzati per la transizione energetica e relative filiere nazionali.

Particolare attenzione è volta alla R&I nell'ambito dell'idrogeno, considerato il combustibile chiave per la transizione green, e delle relative tecnologie di produzione, stoccaggio e utilizzo, in sinergia con i progetti europei e nazionali¹⁴ già avviati. Un ambito di ricerca e sviluppo di interesse, soprattutto nella prospettiva di medio-lungo termine, è relativo alle tecnologie per l'integrazione dei sistemi elettrico e gas tramite lo sviluppo di progetti basati sul concept power to gas (power to hydrogen, power to methane) in cui l'energia elettrica da fonti rinnovabili intermittenti è impiegata per la produzione di gas che possono essere iniettati nella rete gas. La ricerca nei prossimi anni si dovrà indirizzare verso il miglioramento delle prestazioni e dei costi degli elettrolizzatori, oltre che verso l'iniezione controllata di quantità crescenti di idrogeno all'interno delle reti gas, rendendole più sostenibili.

¹⁴ Nell'ambito del PNRR (M2C2) è stato introdotto l'Investimento 3.5 "Ricerca e sviluppo sull'idrogeno" finalizzato a sostenere le attività di ricerca e sviluppo incentrate sull'idrogeno in quattro filoni: (1) produzione di idrogeno verde; (2) tecnologie innovative per l'idrogeno finalizzate allo stoccaggio, trasporto e trasformazione in derivati ed e-fuels; (3) celle a combustibile per applicazioni stazionarie e di mobilità; (4) sistemi intelligenti di gestione integrata per migliorare la resilienza e l'affidabilità delle infrastrutture intelligenti basate sull'idrogeno.

Tabella II. Obiettivi previsti nel PNIEC 2023 con riferimento alle 5 dimensioni dell'Unione dell'energia.

Dimensione	Obiettivi
Decarbonizzazione:	<ul style="list-style-type: none"> -Riduzione delle emissioni dei settori non-ETS^a (trasporti, residenziale, terziario, industria non ricadente nel settore ETS, rifiuti, agricoltura) del 43,7% entro il 2030 rispetto ai livelli del 2005. -Accelerazione della transizione dai combustibili tradizionali alle fonti rinnovabili. -Produzione di energia elettrica a partire da un mix basato su una quota crescente di energie rinnovabili. -Riduzione della dipendenza del Paese dalle importazioni di energia.
Efficienza energetica:	<ul style="list-style-type: none"> -Riduzione dei consumi di energia indirizzando prioritariamente gli interventi di efficienza energetica in ambito civile e trasporti dove il margine di riduzione è elevato.
Sicurezza energetica:	<ul style="list-style-type: none"> -Diversificazione delle fonti di approvvigionamento. -Ottimizzazione dell'utilizzo delle infrastrutture esistenti con aumento della loro capacità. -Nuova capacità di rigassificazione e ampliamento della capacità dei rigassificatori già esistenti. -Eliminazione delle congestioni nel trasporto gas. -Sviluppo ulteriore della produzione nazionale di biogas. -Ottimizzazione della produzione di gas naturale.
Mercato interno dell'energia:	<ul style="list-style-type: none"> -Raggiungimento di un'interconnessione elettrica transfrontaliera al fine di garantire una maggiore sicurezza, tramite la possibilità di mutuo soccorso tra i sistemi interconnessi. -Rimodulazione della Rete elettrica di Trasmissione Nazionale (RTN) rafforzando il processo di integrazione dei mercati, promuovendo il ruolo attivo della domanda per una crescita delle fonti rinnovabili e un miglioramento della trasparenza e della competitività del mercato al dettaglio. -Perfezionamento degli strumenti volti a contrastare il fenomeno della povertà energetica (famiglie in disagio economico).
Ricerca, innovazione, competitività:	<ul style="list-style-type: none"> -Introduzione sul mercato delle tecnologie necessarie a centrare i target definiti dal Green Deal europeo. -Rafforzamento della competitività dell'industria nazionale. -Incentivazione di un'ampia e non frammentata partecipazione dell'industria e dei centri di ricerca pubblici e privati italiani ai futuri programmi di ricerca concentrata su obiettivi comuni e condivisi.

^a Il Sistema europeo di scambio di quote di emissione di gas a effetto serra (European Union Emissions Trading System – EU ETS) è il principale strumento adottato dall'Unione Europea per raggiungere gli obiettivi di riduzione della CO₂ nei principali settori industriali (produzione di energia elettrica e di calore; settori industriali ad alta intensità energetica, comprese raffinerie di petrolio, acciaierie e produzione di ferro, metalli, alluminio, cemento, calce, vetro, ceramica, carta, etc.) e nel comparto dell'aviazione civile. Il sistema è stato introdotto e disciplinato nella legislazione europea dalla Direttiva 2003/87/CE (Direttiva ETS).

Insieme alle risorse energetiche rinnovabili, le tecnologie nucleari di nuova generazione potrebbero occupare un ruolo importante nella transizione

energetica verso la neutralità climatica, essendo, dal punto di vista delle emissioni di CO₂, a basse emissioni di carbonio (Paesi come la Francia e la Polonia che basano il loro mix energetico sul nucleare hanno fatto richiesta alla Commissione Europea di assimilare l'idrogeno prodotto da elettricità nucleare all'idrogeno prodotto da elettricità rinnovabile).

La partecipazione a programmi di sperimentazione su soluzioni innovative (reattori modulari su piccola scala) di generazione elettro-nucleare è considerata essenziale per preparare la filiera nucleare italiana in una prospettiva al 2050.

Per raggiungere questi obiettivi ambiziosi e sfruttare appieno i vantaggi attuali della transizione energetica, è necessario creare e sviluppare competenze locali e rafforzare le filiere industriali "green" per sostenere la crescita prevista nei prossimi anni, eliminando gradualmente la dipendenza non solo energetica ma anche tecnologica dai Paesi esteri¹⁵.

¹⁵ Le filiere necessarie per le tecnologie chiave di decarbonizzazione sono concentrate al di fuori del continente europeo, principalmente in Cina (in media per il 65% del totale). Ciò rappresenta un rischio di dipendenza da tecnologie energetiche importate, ma, allo stesso tempo, può offrire un'opportunità per sviluppare a livello locale filiere strategiche.

CAPITOLO 1

RICHIAMI DI TERMODINAMICA DEI SISTEMI

1.1 La termodinamica dell'equilibrio

La Termodinamica è una teoria fenomenologica che descrive il comportamento all'equilibrio dei sistemi macroscopici. La teoria si fonda su alcuni principi (le quattro leggi fondamentali della termodinamica) che possono essere ricavati seguendo due approcci metodologici, l'induttivo-sperimentale, storicamente il primo ad essere applicato, o il deduttivo-postulatorio basato sull'assunzione di assiomi (enunciati la cui validità è evidente) e postulati (enunciati la cui validità non è immediata e quindi deve essere assunta).

Nella descrizione termodinamica di un fenomeno fisico si suddivide l'universo in un sistema (il sistema termodinamico Σ , costituito da una porzione di materia gassosa, liquida o solida), e l'ambiente circostante (tutto ciò che non fa parte del sistema, cioè l'ambiente esterno). Oggetto dell'analisi termodinamica è l'evoluzione del sistema Σ e le sue possibili interazioni con l'ambiente esterno, assumendo alcuni principi fondamentali della Meccanica Classica, il principio di conservazione dell'energia e il principio di conservazione della massa.

Il sistema Σ può essere studiato mediante l'approccio "Lagrangiano", in cui si segue l'evoluzione del fluido dall'interno di una massa di controllo o mediante l'approccio "Euleriano" in cui l'evoluzione del fluido è osservata dall'esterno di un volume di controllo.

Le grandezze che descrivono il sistema si classificano in "estensive", quando legate all'estensione del sistema (energia interna, entropia, entalpia, quantità di moto, massa, volume etc.) ed "intensive", quando non dipendono dall'estensione di Σ (pressione, temperatura, velocità etc.), ma sono proprietà intrinseche del sistema. Le grandezze estensive sono i) additive; ii) possono essere rese specifiche rispetto ad una grandezza caratterizzante l'estensione del sistema (ad esempio massa o volume o numero di moli); iii) possono fluire

attraverso le superfici del sistema o essere prodotte (distrutte) all'interno del sistema.

Detta F_e una grandezza estensiva, il flusso e la produzione di F_e risulta:

$$\varphi_{F_e} = \frac{[F_e]}{L^2 \cdot t} = \frac{M}{L^2 \cdot L} \frac{[F_e] L}{M t} = \rho \cdot f_e \cdot v \quad (1.1)$$

$$\dot{f}_e = \frac{F_e}{L^3 \cdot t} \quad (1.2)$$

essendo M la massa, L la lunghezza e t il tempo.

Dall'equazione 1.1 si può affermare che il flusso di F_e è dunque il prodotto della grandezza stessa resa specifica rispetto alla massa per la densità ρ e per il vettore velocità v del sistema. Se la produzione di F è identicamente nulla in ogni punto del sistema, la grandezza F è conservativa.

Considerato, per convenzione, positivo il flusso entrante, lo scambio di F_e (positivo) attraverso una generica superficie delimitante il volume di controllo deve essere negativo (avendo assunto la normale uscente dalla superficie come verso positivo). Cioè:

$$\Delta F_e = - \int_S \varphi_{F_e} \cdot dS \quad (1.3)$$

dove dS è l'elemento di superficie orientata.

Solo se il sistema Σ è in equilibrio termodinamico può essere caratterizzato da un numero finito e piccolo di grandezze estensive e intensive. Tale numero dipende dalla complessità del fenomeno oggetto dello studio e dal grado di accuratezza richiesto.

In particolare, il sistema Σ è in equilibrio termodinamico quando sono verificati contemporaneamente i) l'equilibrio meccanico: la risultante di tutte le forze applicate, interne ed esterne, è nulla (le forze esterne agenti sul sistema sono bilanciate da quelle interne al sistema); ii) l'equilibrio termico: non ci sono scambi di calore con l'ambiente esterno e la temperatura rimane costante nel tempo ed assume lo stesso valore in ogni punto del sistema; iii) l'equilibrio chimico: non si verificano reazioni chimiche o fenomeni diffusivi e la composizione chimica del sistema è costante nel tempo ed assume lo stesso valore in ogni punto.

L'equazione di bilancio di una grandezza estensiva F_e si scrive:



Se F_e è conservativa:



Per un sistema all'equilibrio termodinamico sono definibili le funzioni continue, derivabili e monotone crescenti energia interna U ed entropia S , rispettivamente funzioni della massa M e del volume V e reciprocamente l'una dell'altra:

$$U=U(S,V, M)$$

$$S=S(U,V, M)$$

In particolare, valgono i seguenti postulati:

I Postulato (Principio di equilibrio). *Esistono particolari stati di un sistema semplice, definiti stati di equilibrio termodinamico, che sono caratterizzati completamente dall'energia interna U , dal volume V e dal numero di moli N_k di ogni componente chimico presente nel sistema.*

Il Postulato (Definizione di Entropia). *Esiste una variabile termodinamica additiva, denominata entropia S , definita per tutti gli stati di equilibrio di un sistema semplice, avente le seguenti proprietà: è una funzione continua e differenziabile nelle variabili estensive, strettamente monotona crescente rispetto all'energia interna.*

1.2 Il primo principio della termodinamica

A seconda delle interazioni con l'ambiente esterno il sistema Σ può essere i) isolato, quando non ci sono né scambi di energia né di massa; ii) non isolato. In tal caso, è chiuso quando ci sono solo scambi di energia (le superfici che delimitano il sistema sono impermeabili, per cui la variazione di energia è legata unicamente agli scambi modo calore e modo lavoro).

Tenendo conto che l'energia è una grandezza conservativa (principio di conservazione dell'energia), l'equazione di bilancio per un sistema chiuso non isolato è:

Variazione di E nel tempo nel volume di controllo	=	Flusso di E attraverso le superfici impermeabili
--	---	---

il sistema è aperto quando ci sono scambi di massa ed energia (alcune delle superfici che delimitano il sistema sono anche permeabili per cui la variazione di energia è dovuta agli scambi modo calore e modo lavoro attraverso le superfici impermeabili, e ai flussi di massa cui sono associati flussi di energia).

Per un sistema chiuso isolato risulta quindi che la variazione di energia totale, che possiamo assumere data dalla sola energia interna, è nulla e può scriversi, in termini globali e specifici (equazione di conservazione dell'energia):

$$\Delta U = 0 ; \quad \Delta u = 0 \quad \text{Sistema chiuso isolato} \quad (1.4)$$

In figura 1.1 è illustrato il sistema pistone-cilindro, tipico esempio di sistema chiuso non isolato.

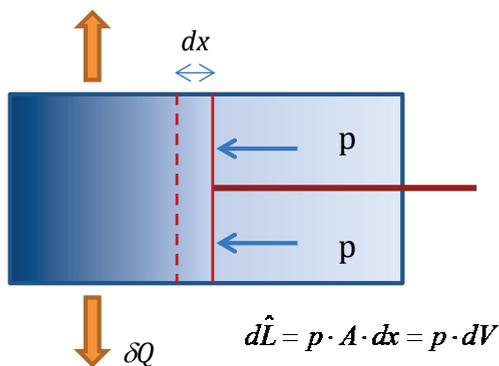


Figura 1.1. Bilancio di energia per un sistema chiuso.

Come è evidente il sistema subisce una compressione, e il lavoro corrispondente è dato dalla pressione esercitata sul fluido dal pistone (di superficie A), per la variazione di volume dV . Supponendo il sistema non adiabatico, si determinerà un gradiente termico verso l'esterno e, di conseguenza, un flusso di calore Q .

L'equazione 1.4 diventa:

$$\Delta U = Q - \hat{L} ; \quad \Delta u = q - \hat{l} \quad \text{Sistema chiuso non isolato} \quad (1.5)$$

Nel caso di sistema aperto l'equazione di conservazione si modifica per tener conto degli scambi di energia associati ai flussi di massa:

$$\boxed{\text{Variazione di } E \text{ nel tempo nel volume di controllo}} = \boxed{\text{Flusso di } E \text{ attraverso le superfici impermeabili}} + \boxed{\text{Flusso di } E \text{ attraverso le superfici permeabili}}$$

Consideriamo, allora, il sistema aperto (condotto divergente) rappresentato in figura 1.2, delimitato dalle superfici permeabili A_1 e A_2 e dalla superficie solida impermeabile A_{12} . La variazione di energia totale, all'interno del volume di controllo V_c , è definita dall'equazione di conservazione:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{L} - \varphi_{1E}A_1 \cdot n_1 + \varphi_{2E}A_2 \cdot n_2 \quad (1.6)$$

dove \dot{Q} e \dot{L} sono rispettivamente le variazioni di energia, modo calore e modo lavoro nel tempo, φ_{1E} e φ_{2E} sono i flussi di energia totale attraverso le superfici permeabili.

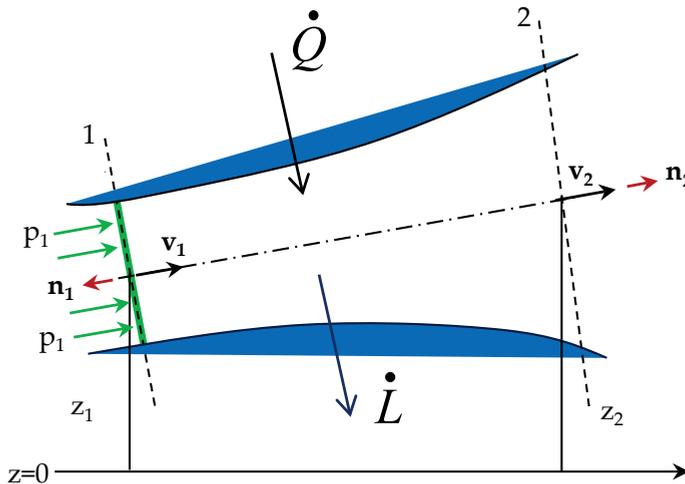


Figura 1.2. Bilancio di energia per un sistema aperto.

Il flusso di energia risulta, secondo l'eq. 1.1:

$$\phi_E = \rho \cdot e \cdot v \quad (1.7)$$

Nel sistema termodinamico considerato l'energia totale specifica è data dalla somma del termine relativo all'energia interna u , da quello relativo all'energia potenziale gravitazionale $|g|z$, dal termine cinetico $v^2/2$ e dal termine p/ρ , la cosiddetta "energia di pulsione". Come noto, l'energia di pulsione rappresenta il lavoro che la colonna fluida che segue il generico

elemento di massa dm (ad esempio l'elemento verde in figura 2) compie sull'elemento stesso perché attraversarsi una generica sezione (per l'elemento dm rappresentato in figura 2 la sezione 1 di ingresso). Il flusso φ_E è quindi:

$$\varphi_E = \rho \cdot \left(u + |g| \cdot z + \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \cdot v \quad (1.8)$$

Nella eq. 1.8 la somma dell'energia interna e dell'energia di pulsione è l'entalpia:

$$h = u + \frac{p}{\rho} \quad (1.9)$$

Sostituendo la 1.8 e la 1.9, particolarizzate per le sezioni di ingresso e di uscita, nell'equazione di conservazione e tenendo conto che il termine di produzione \dot{e} è nullo risulta:

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{L} - \rho_1 \cdot v_1 \cdot \left(h_1 + |g| \cdot z_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) \cdot A_1 + \rho_2 \cdot v_2 \\ \cdot \left(h_2 + |g| \cdot z_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) \cdot A_2 \end{aligned} \quad (1.10)$$

Per il principio di conservazione della massa si ha (il termine $\rho \cdot v$ è il flusso di massa):

$$\rho_1 \cdot v_1 \cdot A_1 = \rho_1 \cdot v_1 \cdot A_1 = \dot{m} \quad (1.11)$$

Per cui la 1.10 diventa:

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{L} - \dot{m} \cdot \left(h_1 + |g| \cdot z_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) \\ + \dot{m} \cdot \left(h_2 + |g| \cdot z_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (1.12)$$

Se si assume il moto stazionario, $z_1 = z_2$ e $v_1 = v_2$, si ha:

$$\Delta H = \dot{Q} - \dot{L} \quad (1.13)$$

Ed in termini specifici:

$$\Delta h = q - l \quad (1.14)$$

È importante sottolineare che il lavoro nella 1.14 è presente solo se all'interno del sistema ci sono organi in movimento (cosiddetto lavoro d'elica). La

1.13 e la 1.14 rappresentano il primo principio della termodinamica per sistemi aperti.

1.3 Le funzioni di stato e caratterizzazione del sistema termodinamico Σ

Definiti due stati termodinamici di equilibrio per il sistema Σ (figura 1.3), 1 e 2, la grandezza F_e , estensiva, è una funzione di stato quando il valore assunto nello stato 2 è indipendente dalla trasformazione che il sistema ha subito per raggiungere tale stato. Ciò significa che la variazione di F_e sarà la stessa sia seguendo la trasformazione A, sia attraverso la trasformazione B. Sono funzioni di stato, detti anche potenziali termodinamici, l'entalpia, l'energia interna, l'entropia, l'energia libera di Gibbs.

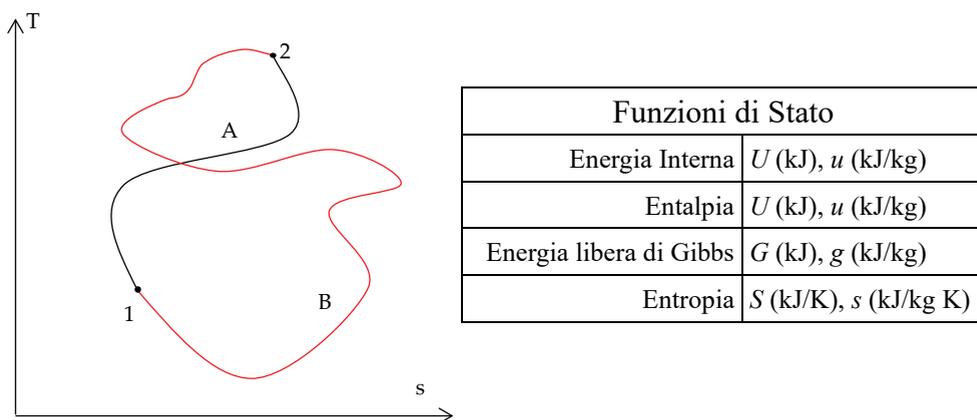


Figura 1.3. Trasformazioni generiche nel piano T, s.

Le relazioni funzionali tra le grandezze p , T , ρ (le grandezze “sensibili” del sistema fluido, in quanto il valore di almeno una rimane definito da quello assunto dalle altre due) definiscono il modello termodinamico per il sistema Σ , scelto in base alla fenomenologia che si vuole studiare.

In un sistema di conversione termo-meccanica dell'energia il sistema termodinamico Σ è costituito da un fluido e la conversione di energia termica in energia meccanica avviene attraverso una successione periodica di trasformazioni termodinamiche che il fluido motore (ad esempio aria/fumi nel caso dei

turbogas o acqua/vapore nel caso degli impianti a vapore) subisce evolvendo in opportuni dispositivi. Lungo tali trasformazioni (reversibili, quando istante per istante il sistema è in equilibrio termodinamico, o irreversibili, quando sono noti solo lo stato iniziale e lo stato finale) il sistema può interagire con l'ambiente esterno scambiando energia modo calore e/o modo lavoro. Le trasformazioni termodinamiche reversibili più importanti sono i) a pressione costante (isobara) in cui avvengono solo scambi di calore; ii) ad entropia costante (isoentropica) in cui avvengono solo scambi di lavoro; iii) a temperatura costante (isoterma); iv) a volume costante (isocora); v) politropica, in cui le interazioni tra il sistema e l'ambiente esterno prevedono scambi di energia modo calore e modo lavoro.

Per caratterizzare un nuovo stato di equilibrio termodinamico del sistema, a partire da uno stato iniziale, è necessario stabilire la relazione funzionale tra tre grandezze sensibili (ad es. p , T e V), che corrisponde a definire l'equazione di stato, e l'equazione della trasformazione (che è necessariamente reversibile essendo definita istante per istante). Ad esempio, ipotizzando di poter studiare il sistema Σ attraverso l'equazione di stato dei gas perfetti e considerando, in via generale, una trasformazione politropica, è possibile calcolare lo stato termodinamico del sistema istante per istante.

Risulta:

$$pV = nR_0T \quad \text{Equazione di Stato dei gas}$$

$$pV = \frac{n \cdot M_W}{M_W} R_0T = m_g R_g T \quad \text{perfetti} \quad (1.15)$$

$$pV^m = cost \quad \text{Equazione della}$$

$$\quad \quad \quad \text{politropica} \quad (1.16)$$

dove n è il numero di moli, R_0 è la costante universale dei gas, uguale 8314 kJ/kgK, M_W il peso molecolare del fluido, m l'esponente della politropica. Assegnando un valore opportuno all'esponente m , è possibile ottenere l'equazione delle altre trasformazioni termodinamiche. Le equazioni delle principali trasformazioni sono:

$$pv^0 = \cos t \quad m = 0 \quad \text{isobara} \quad (1.17)$$

$$pv^1 = \cos t \quad m = 1 \quad \text{isoterma} \quad (1.18)$$

$$pv^k = \cos t \quad m = k \quad \text{isoentropica} \quad (1.19)$$

$$pv^\infty = \text{cost} \quad m = \infty \quad \text{isocora} \quad (1.20)$$

Nell'equazione 1.19 il termine $k = c_p/c_v$ è il rapporto tra due importanti proprietà termodinamiche del sistema fluido, il calore specifico (kJ/kgK) a pressione costante, c_p , e il calore specifico a volume costante, c_v .

Il calore specifico c può essere definito come la quantità di calore che bisogna fornire ad una massa unitaria di fluido per innalzare la sua temperatura di un grado centigrado. In particolare, nel caso di trasformazioni reversibili in cui il calore scambiato è quindi pari a Tds , si ha:

$$c = \frac{dq}{dT} = T \frac{ds}{dT} \quad (1.21)$$

Particolarizzando per l'isobara e l'isocora, la 1.21 consente di definire il calore specifico a pressione costante e il calore specifico a volume costante:

$$c_p = \left. \frac{dq}{dT} \right|_p = T \left. \frac{ds}{dT} \right|_p \quad (1.22)$$

$$c_v = \left. \frac{dq}{dT} \right|_v = T \left. \frac{ds}{dT} \right|_v \quad (1.23)$$

In figura 1.4 sono rappresentate le trasformazioni nei due piani termodinamici, temperatura-entropia (piano entropico T, s) e pressione-volume (piano di Clapeyron p, v).

Come si può notare dalla figura 1.4, il calore specifico, nel piano (T, s), calcolato in un punto della trasformazione è il valore della cotangente in quel punto. È chiaro quindi che c_p è maggiore di c_v .

Tra i due calori specifici sussiste poi la relazione di Mayer:

$$R = c_p - c_v = c_p \frac{k - 1}{k} \quad (1.24)$$

Nello studio dei sistemi di conversione dell'energia, le trasformazioni di interesse tecnico sono l'isobara per gli scambi termici e l'adiabatica (anche isoentropica nel caso di processo reversibile) per gli scambi di lavoro, non essendo possibile nella pratica scambiare contemporaneamente calore e lavoro.

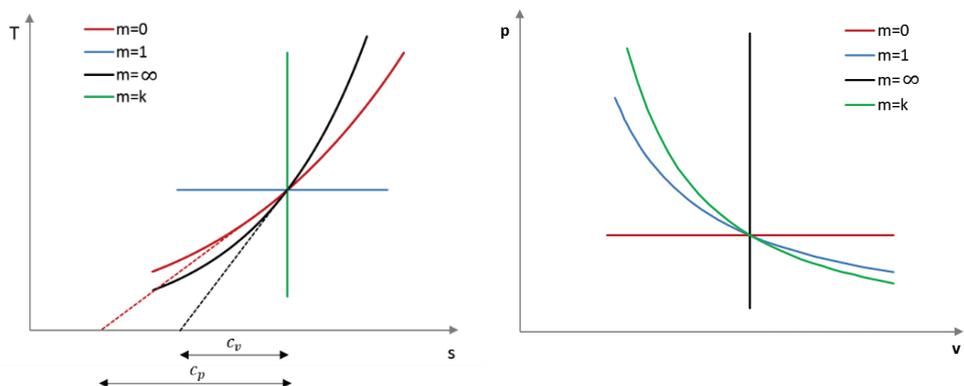


Figura 1.4. Trasformazioni termodinamiche nei piani (T, s) e (p, v) .

In figura 1.5 sono illustrati i principali componenti che realizzano tali trasformazioni.

Poiché i componenti costituenti gli impianti sono sistemi aperti, agli scambi di energia modo calore e lavoro attraverso le superfici impermeabili, si aggiungono gli scambi di energia legati ai flussi di massa attraverso le superfici permeabili.

Applicando il I principio della termodinamica per sistemi aperti ad una trasformazione isobara risulta:

$$\Delta h = q \quad (1.25)$$

Tenendo conto della 1.12, la variazione di entalpia, e quindi il calore, può essere calcolata come:

$$\Delta h = \int c_p(T) dT = q \quad (1.26)$$

Se si assume il calore specifico a pressione costante indipendente dalla temperatura (gas piuccheperfetto) risulta:

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad (1.27)$$

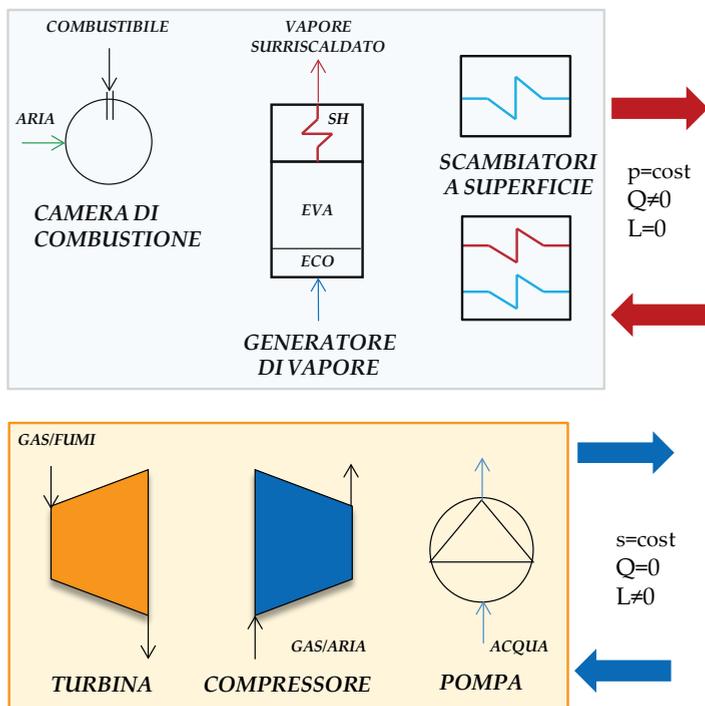


Figura 1.5. Simboli dei principali componenti impiegati per lo scambio di calore (trasformazione isobara) e scambio di lavoro (trasformazione isoentropica nel caso ideale).

Per quanto riguarda lo scambio di lavoro, consideriamo l'isoentropica di compressione e l'isoentropica di espansione rappresentate nella figura 1.6.

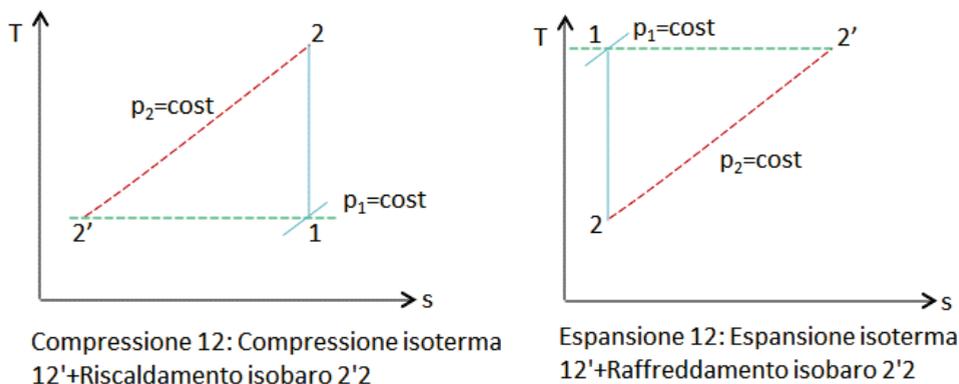


Figura 1.6. Trasformazioni isoentropiche e calcolo del Δh nel piano T, s.

Il lavoro scambiato è dato dalla variazione di entalpia tra gli stati 1-2. Per portare il fluido dallo stato 1 allo stato 2, sia per la compressione che per l'espansione, è possibile seguire direttamente le isoentropiche, oppure le trasformazioni 1-2' (isoterma) e 2'-2 (isobara). La variazione di entalpia 1-2 sarà ovviamente la stessa essendo l'entalpia una funzione di stato. In particolare, risulterà:

$$\Delta h_{1-2} = \Delta h_{1-2'} + \Delta h_{2'-2} \quad (1.28)$$

Come noto, nel caso di gas perfetti per cui è possibile ritenere l'entalpia funzione solo della temperatura, la variazione di entalpia lungo una trasformazione isoterma è nulla. Pertanto, si ha:

$$\Delta h_{1-2} = \Delta h_{2'-2} = c_p \Delta T_{1-2} \quad (1.29)$$

Quindi anche per una trasformazione isoentropica è possibile calcolare la variazione di entalpia come prodotto del calore specifico a pressione costante per la variazione di temperatura.

1.4 Le trasformazioni di compressione ed espansione e i rendimenti delle macchine

Particolare importanza assumono i rendimenti isoentropici di compressione ed espansione in quanto stimano l'efficienza con cui le macchine, essendo reali, realizzano il processo. Essi, confrontando la trasformazione reale con la trasformazione isoentropica, sono definiti come segue:

$$\eta_{is,c} = \frac{L_{is,c}}{L_{reale,c}} \quad (1.30)$$

$$\eta_{is,e} = \frac{L_{reale,e}}{L_{is,e}} \quad (1.31)$$

dove L è il lavoro.

I processi reali, invece, avvengono spontaneamente con produzione di entropia, pertanto, in un processo reale, la compressione e l'espansione non sono più adiabatiche isoentropiche ma soltanto adiabatiche. Esse possono essere simulate termodinamicamente attraverso politropiche equivalenti (trasformazioni reversibili), tali da produrre sul sistema termodinamico gli stessi effetti,

in termini di produzione entropica, del processo reale. In particolare, esse tengono conto di due effetti, il controrecupero per la compressione e il recupero per l'espansione, che si verificano a causa della dilatazione termica del fluido dovuta agli attriti e rappresentano, quindi, con una maggiore approssimazione, rispetto alla idealità delle isoentropiche, le trasformazioni reali di compressione ed espansione.

In figura 1.7 sono rappresentate, nel piano T-s e nel piano p-v, la compressione reale (politropica reversibile di esponente $m > k$), e l'isoentropica. Dal piano T-s risulta che il lavoro reale è pari all'area $A2''2'C$, mentre il lavoro isoentropico è pari all'area $A2''2'B$. La differenza tra il lavoro reale e il lavoro isoentropico è quindi l'area $B22'C$, maggiore del lavoro di attrito, corrispondente all'area $B12'C$ (il calore scambiato lungo la politropica 1-2'), della quantità pari all'area $122'$. Tale area è il **lavoro di controrecupero** ed è un lavoro aggiuntivo che bisogna fornire al fluido per compensare l'aumento di volume dovuto alla dilatazione termica. Esso dipende quindi, a parità di rapporto di compressione e di temperatura iniziale, unicamente dal tipo di fluido. Nel piano p-v (piano su cui si leggono i lavori) il lavoro di controrecupero è l'area $122'$, pari alla differenza tra il lavoro politropico (area $A12'B$) e il lavoro isoentropico ($A12B$).

Il rendimento politropico di compressione, tenendo conto anche del lavoro di controrecupero (la cui entità dipende dal tipo di fluido), fornisce una valutazione oggettiva del "grado di perfezione" della macchina.

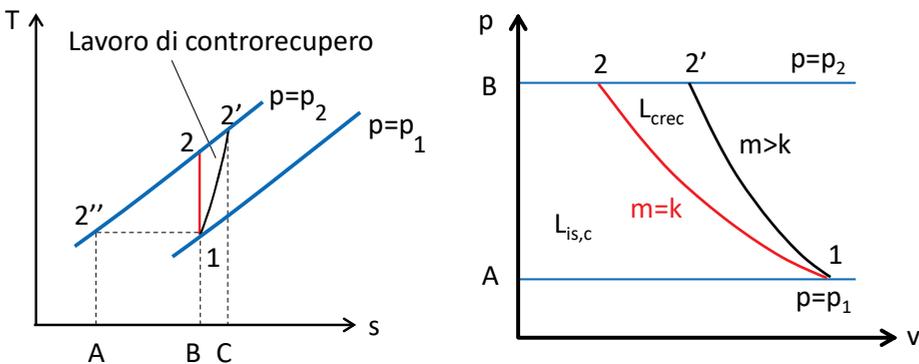


Figura 1.7. Compressione reale, politropica equivalente e isoentropica nei piani T-s e p-v.

È possibile quindi definire il rendimento politropico di compressione:

$$\eta_{pol,c} = \frac{L_{pol,c}}{L_{reale,c}} = \frac{L_{is,c} + L_{crec}}{L_{reale,c}} > \eta_{is,c} = \frac{L_{is,c}}{L_{reale,c}} \quad (1.32)$$

Viceversa, nel caso dell'espansione reale, la dilatazione termica del fluido dovuta agli attriti interni ha un effetto positivo. In figura 1.8 sono riportate, nel piano T-s e nel piano p-v, l'espansione reale (politropica reversibile di esponente $n < k$), e l'**isoentropica**.

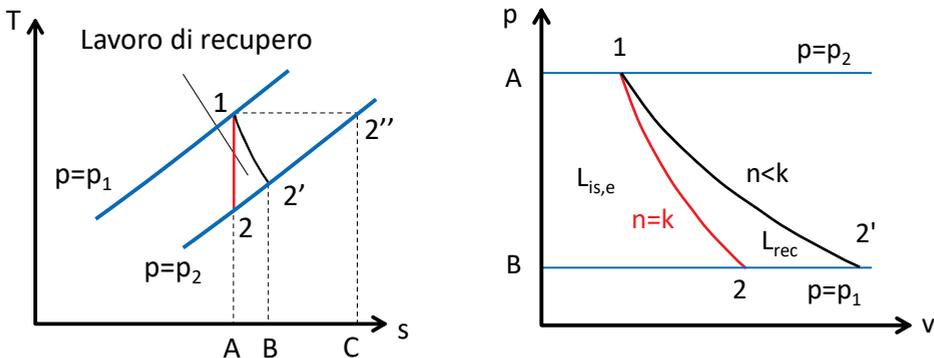


Figura 1.8. Espansione reale, politropica equivalente e isoentropica nei piani T, s e p, v.

Dal piano T-s risulta che il lavoro reale è pari all'area B2'2''C, mentre il lavoro isoentropico è pari all'area A22''C. La differenza tra il lavoro isoentropico e il lavoro reale è quindi l'area A22'B, minore del lavoro di attrito corrispondente all'area A12'B (il calore scambiato lungo la politropica 1-2') della quantità pari all'area 122'. Tale area è il **lavoro di recupero** ed è parte del lavoro di attrito che viene recuperato grazie all'aumento di volume dovuto alla dilatazione termica. Esso dipende quindi, a parità di rapporto di espansione e di temperatura iniziale, unicamente dal tipo di fluido. Nel piano p-v il lavoro di recupero è l'area 122', pari alla differenza tra il lavoro politropico (area A12'B) e il lavoro isoentropico (A12B).

È possibile quindi definire il rendimento politropico di espansione:

$$\eta_{pol,e} = \frac{L_{reale,e}}{L_{pol,e}} = \frac{L_{reale,e}}{L_{is,e} + L_{rec}} < \eta_{is,e} = \frac{L_{reale,e}}{L_{is,e}} \quad (1.33)$$

Come per il rendimento politropico di compressione, anche il rendimento politropico di espansione fornisce una valutazione oggettiva del "grado di

perfezione” della macchina (il lavoro politropico tiene conto del lavoro di recupero che dipende, a parità delle altre condizioni, solo dalle caratteristiche del fluido).

A differenza dei rendimenti isoentropici, i rendimenti politropici sono indipendenti dal rapporto tra la pressione iniziale e quella finale.

Risulta infatti:

$$\begin{aligned} L_{reale,c} &= c_p(T_{2'} - T_1) = c_p T_1 \left(\frac{T_{2'}}{T_1} - 1 \right) \\ &= \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \end{aligned} \quad (1.34)$$

$$L_{pol,c} = \int_1^{2'} v dp = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \quad (1.35)$$

Il rendimento politropico di compressione è quindi:

$$\eta_{pol,c} = \frac{L_{pol,c}}{L_{reale,c}} = \frac{\frac{m}{m-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)}{\frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k} \quad (1.36)$$

Analogamente per l'espansione si ha:

$$\begin{aligned} L_{reale,e} &= c_p(T_1 - T_{2'}) = c_p T_1 \left(1 - \frac{T_{2'}}{T_1} \right) \\ &= \frac{k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{-\frac{n-1}{n}} \right) \end{aligned} \quad (1.37)$$

$$L_{pol,e} = - \int_1^{2'} v dp = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(1 - \beta^{-\frac{n-1}{n}} \right) \quad (1.38)$$

Tenendo conto delle 1.37 e 1.38 il rendimento politropico di espansione è:

$$\eta_{pol,e} = \frac{L_{reale,e}}{L_{pol,e}} = \frac{\frac{k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{-\frac{n-1}{n}} \right)}{\frac{n}{n-1} RT_1 \left(1 - \beta^{-\frac{n-1}{n}} \right)} = \frac{n-1}{n} \frac{k}{k-1} \quad (1.39)$$

I rendimenti politropici sono particolarmente utili nell'analisi delle prestazioni dei cicli Joule reali al variare dei parametri operativi (rapporto di compressione β e rapporto tra le temperature estreme τ).

1.5 La conversione termomeccanica dell'energia

Nel paragrafo 1.2 si è fatto cenno alla possibilità di convertire l'energia termica posseduta da un fluido (motore) in lavoro meccanico attraverso una successione di opportune trasformazioni termodinamiche che il fluido stesso è chiamato a seguire.

Perché tale conversione sia continua, il fluido deve descrivere periodicamente un ciclo termodinamico, cioè una catena chiusa di trasformazioni, evolvendo o nella stessa macchina (i.e. motore a combustione interna) o in macchine diverse (i.e. impianto turbina a gas).

Il ciclo ideale è quel ciclo che prevede il fluido ideale (cioè a comportamento "perfetto") e la macchina (o le macchine) perfetta; il ciclo limite è quel ciclo in cui il fluido è reale (a meno della viscosità) e le macchine in cui esso evolve sono perfette; infine, nel ciclo reale il fluido ha comportamento reale e le macchine sono reali. È evidente che il ciclo limite rappresenta il limite termodinamico che è possibile raggiungere nella progettazione termica di un ciclo, essendo le macchine, a differenza del fluido, sempre perfezionabili. Per poter descrivere in modo continuo un ciclo termodinamico, il fluido deve periodicamente essere ricondotto alle condizioni fisiche iniziali; pertanto, si deve muovere almeno fra due sorgenti termiche come enunciato dal secondo principio della termodinamica.

Lo scopo del progetto termico di un sistema energetico è quello di ricercare le condizioni di ottimizzazione dei due parametri prestazionali, il lavoro utile e il rendimento termodinamico, definito come il rapporto fra il lavoro utile ottenuto dal ciclo e l'energia termica introdotta. Ciò è possibile solo attraverso la descrizione analitica del ciclo termodinamico che rappresenta l'evoluzione del fluido motore attraverso i componenti nei quali avvengono gli scambi di energia.

Fissate due sorgenti termiche, una sorgente calda a temperatura T_{max} ed una sorgente fredda a temperatura T_{min} , il ciclo di Carnot, riportato in figura 1.9, è il ciclo ideale a massimo rendimento fra tutti i possibili cicli descrivibili tra

queste temperature. Esso è costituito da due trasformazioni adiabatiche isentropiche per lo scambio di energia modo lavoro (compressione 1-2 ed espansione 3-4) e da due trasformazioni isoterme in cui avvengono contemporaneamente scambi di energia modo calore e modo lavoro (isoterma di adduzione di calore 2-3 e isoterma di cessione di calore 4-1).

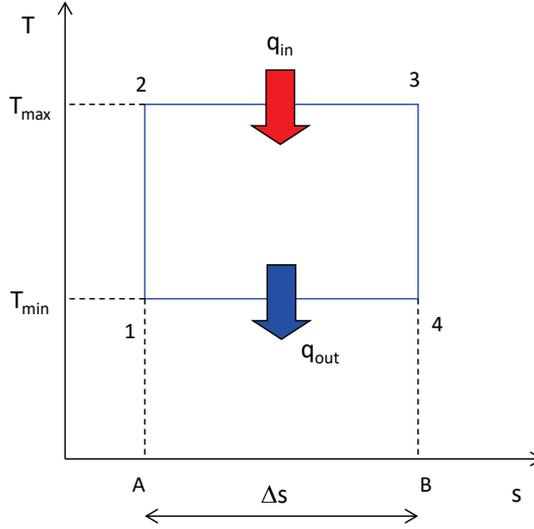


Figura 1.9. Ciclo di Carnot.

Applicando il primo principio della termodinamica al ciclo si ha:

$$\Delta h_{1,1} = \sum q - \sum l = 0 \tag{1.40}$$

Il lavoro specifico utile è quindi pari all'area del ciclo, essendo i calori di adduzione e sottrazione le aree sottese dalle relative trasformazioni (isoterma 2-3 e isoterma 4-1):

$$l_u = q_{in} - q_{out} \tag{1.41}$$

Il rendimento è:

$$\eta_{Carnot} = \frac{l_u}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \tag{1.42}$$

Tenendo conto che q_{in} e q_{out} sono:

$$q_{in} = T_{max} \Delta s_{3-2} \tag{1.43}$$

$$q_{out} = T_{min} \Delta s_{4-1} \quad (1.44)$$

la 1.42 diventa:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (1.45)$$

La 1.45 mette in evidenza come il rendimento del ciclo di Carnot dipenda dalle temperature estreme, per cui sarà tanto più elevato quanto più esse saranno lontane. Inoltre, fissata la temperatura minima, la quantità di calore convertita in lavoro è tanto maggiore quanto maggiore è la temperatura cui esso è disponibile. Il ciclo di Carnot non trova riscontro nella realtà, poiché ancora non esiste nella tecnica un'apparecchiatura che permetta di scambiare allo stesso tempo calore e lavoro, ma è, comunque, particolarmente importante come ciclo di riferimento, essendo il ciclo ideale a massimo rendimento possibile (fissate le temperature estreme).

È infatti possibile dimostrare che, considerato un generico ciclo e fissate le temperature estreme, esiste sempre un ciclo di Carnot che lo contiene, il cui rendimento sarà quindi maggiore (effetto Carnot). Facendo riferimento alla figura 1.10, le quantità di calore scambiate durante le trasformazioni di adduzione e sottrazione del calore nel ciclo di Carnot, risultano, rispettivamente, maggiore e minore di quelle scambiate nel generico ciclo A'B'C'D'.

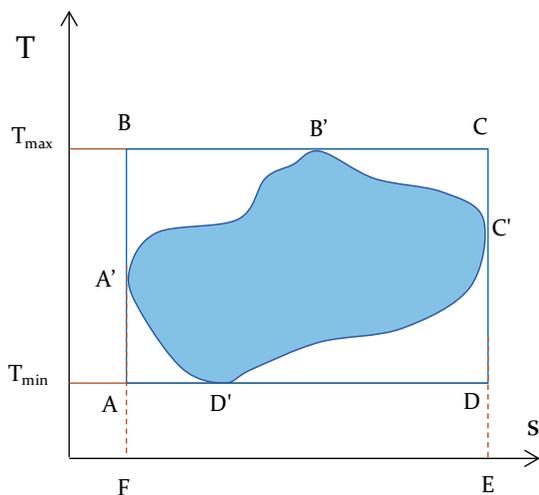


Figura 1.10. Ciclo A'B'C'D' e ciclo di Carnot circoscritto e evolvente tra le stesse temperature estreme.

Risulta:

$$q_{in,Carnot} = FBCE > q_{in} = FA'B'C'E$$

$$q_{out,Carnot} = FADE < q_{out} = FA'D'C'E$$

È quindi evidente che:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{q_{out,Carnot}}{q_{in,Carnot}} > \eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (1.46)$$

Un qualsiasi ciclo termodinamico ideale può essere ridotto ad un equivalente ciclo di Carnot le cui temperature estreme coincidono con le temperature medie di adduzione e sottrazione del calore del ciclo stesso.

In figura 1.11 è rappresentato un ciclo Brayton (1234), il suo ciclo di Carnot equivalente definito tra le temperature medie di adduzione e sottrazione del calore e il ciclo di Carnot evolvente tra le temperature estreme T_{min} e T_{max} .

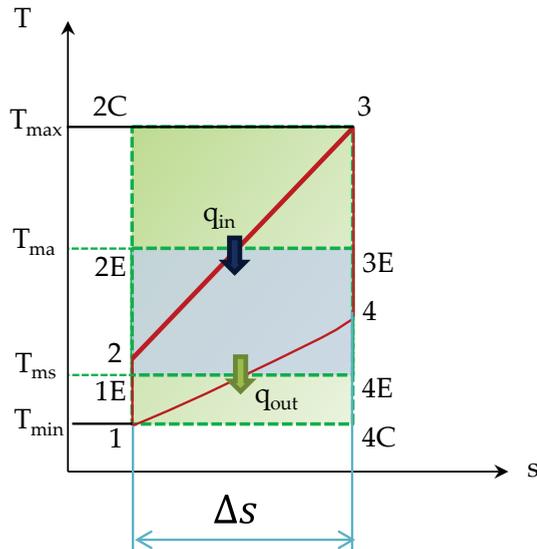


Figura 1.11. Ciclo Brayton, ciclo di Carnot equivalente e ciclo di Carnot evolvente tra le stesse temperature estreme.

Dalla figura si evince che il ciclo Brayton, preso come esempio, avrà un rendimento inferiore al ciclo Carnot che lo circonda, essendo equivalente al ciclo di Carnot evolvente tra T_{ma} e T_{ms} .

Tali temperature sono definite attraverso le seguenti relazioni¹⁶:

$$T_{ma} = \frac{\int_{s_i}^{s_f} T ds}{s_f - s_i} = \frac{q_{in}}{s_f - s_i} \quad (1.47)$$

$$T_{ms} = \frac{\int_{s_i}^{s_f} T ds}{s_f - s_i} = \frac{q_{out}}{s_f - s_i} \quad (1.48)$$

dove i e f sono gli stati iniziale e finale della relativa trasformazione (adduzione o sottrazione del calore).

Il rendimento diventa quindi:

$$\eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_{ms}}{T_{ma}} \quad (1.49)$$

Inoltre, indicando con:

$$\theta' = \frac{T_{ms}}{T_{min}} \quad \text{e} \quad \theta'' = \frac{T_{ma}}{T_{max}} \quad (1.50)$$

la 1.49 diventa:

$$\eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{\theta' T_{min}}{\theta'' T_{max}} = 1 - \theta \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (1.51)$$

Il coefficiente θ è sempre maggiore di 1, essendo θ' e θ'' , rispettivamente, maggiore e minore dell'unità, e assumerà valori tanto più grandi quanto più estesi saranno gli intervalli di temperatura entro cui avvengono l'adduzione e la cessione di calore. Ciò è chiamato "effetto di molteplicità delle sorgenti" e rappresenta un'ulteriore penalizzazione del rendimento di un ciclo (reversibile) dopo quella legata all'effetto Carnot.

Il rendimento di un ciclo reale (non più reversibile), oltre ad essere limitato dall'effetto Carnot e dall'effetto di molteplicità delle sorgenti, dipende da un terzo effetto termodinamico, l'effetto Clausius, che tiene conto delle irreversibilità legate allo scambio termico e che si concretizzano in produzioni entropiche.

¹⁶ Per il teorema della media integrale (la funzione $T(s)$ deve essere continua nell'intervallo $[s_i, s_f]$ e $q(s)$ derivabile nello stesso intervallo) risulta: $\exists T_m \in [T_i, T_f]: T_m = \frac{\int_{s_i}^{s_f} T ds}{s_f - s_i} = \frac{q}{s_f - s_i}$.

Consideriamo il generico ciclo reale descritto in figura 1.12, in cui la curva AB è la curva di adduzione del calore, mentre la BA è quella di cessione.

Poiché gli scambi termici avvengono sotto ΔT finiti, nel processo reale si verificano fenomeni di irreversibilità con conseguente produzione entropica. In particolare, risulta:

$$\Delta s_{AB} = \sigma_{AB} + \dot{s}_{AB} \tag{1.52}$$

$$\Delta s_{BA} = \sigma_{BA} + \dot{s}_{BA} \tag{1.53}$$

dove σ_{AB} e σ_{BA} sono i contributi ai Δs dei soli scambi termici, mentre \dot{s}_{AB} e \dot{s}_{BA} sono i termini di produzione entropica legata alle irreversibilità. Le quantità di calore scambiate risultano quindi:

$$q_{in} = T_{ma} \sigma_{AB} \tag{1.54}$$

$$q_{out} = T_{ms} \sigma_{BA} \tag{1.55}$$

E per le 1.54 e 1.55 il rendimento risulta:

$$\eta = 1 - \frac{\sigma_{BA}}{\sigma_{AB}} \frac{T_{ms}}{T_{ma}} = 1 - \sigma \frac{T_{ms}}{T_{ma}} \tag{1.56}$$

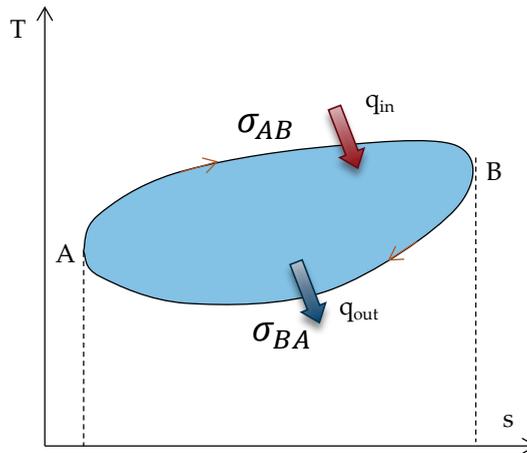


Figura 1.12. Ciclo reale.

Il coefficiente σ , sempre maggiore di 1 nei processi reali essendo al limite uguale all'unità nei processi reversibili, riduce ulteriormente il rendimento termodinamico del ciclo reale. Quindi, tenendo conto dell'effetto Carnot, dell'effetto di molteplicità delle sorgenti e dell'effetto Clausius risulta:

$$\eta = 1 - \theta\sigma \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (1.57)$$

Per mettere in evidenza i contributi dei tre effetti (Carnot, molteplicità delle sorgenti e Clausius), la 1.57 può essere scritta come:

$$1 - \eta = \sigma\theta(1 - \eta_{Carnot}) \quad (1.58)$$

dove il termine $1 - \eta$ rappresenta la quota di energia termica in ingresso nel ciclo reale non convertita in lavoro, così come $1 - \eta_{Carnot}$ è quella relativa al ciclo di Carnot evolvente tra le stesse temperature estreme del ciclo reale.

A causa dell'effetto Carnot il prodotto $\theta\sigma$ è sempre maggiore di 1 ed è tanto più grande quanto i) più estesi sono gli intervalli di temperatura entro cui il calore viene fornito o ceduto (termine θ , effetto di molteplicità delle sorgenti) e ii) quanto più grandi sono i ΔT finiti entro cui avvengono tali scambi (effetto Clausius).

Pertanto, è evidente che per ottimizzare il progetto termico di un sistema occorre anzitutto abbassare il rapporto $\frac{T_{min}}{T_{max}}$, cioè allontanare le temperature estreme, tenendo conto sia dei limiti tecnologici che dei vincoli esterni, e rendere più piccolo possibile, sulla base di valutazioni tecnico-economiche e delle tecnologie disponibili, il prodotto $\theta\sigma$.

1.6 Il rendimento globale d'impianto

Per gli impianti motori termici si definisce **rendimento globale d'impianto** il rapporto tra la potenza meccanica netta e la potenza chimica corrispondente al combustibile consumato, data dal prodotto della portata \dot{m}_c per il potere calorifico inferiore (*LHV*):

$$= \frac{P_{m,netta}}{\dot{m}_c LHV} \eta_g \quad (1.59)$$

Il rendimento globale d'impianto, che assume valori nell'intervallo 0.35-0.60, può essere espresso mediante il prodotto di quattro rendimenti o efficienze che tengono conto di come l'energia chimica del combustibile è stata convertita in energia meccanica. Attraverso la valutazione dei valori di tali

rendimenti è possibile individuare i criteri e le scelte progettuali che consentono di raggiungere l'ottimizzazione dell'intero processo di conversione.

L'energia primaria del combustibile, $\dot{m}_c LHV$, è convertita in energia meccanica secondo lo schema a blocchi riportato in figura 1.13.

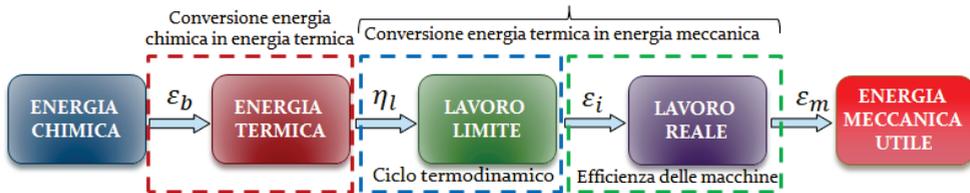


Figura 1.13. Conversione dell'energia chimica in energia meccanica attraverso un sistema termomeccanico

dove:

ε_b efficienza di combustione

η_l rendimento termodinamico del ciclo limite

ε_i efficienza interna

ε_m efficienza meccanica

Il primo passaggio è la conversione dell'energia chimica in energia termica in un dispositivo termochimico in cui il combustibile reagisce con il comburente (aria/ossigeno). L'efficienza con cui avviene il processo di combustione è definita come:

$$\varepsilon_b = \frac{P_{termica}}{\dot{m}_c LHV} \quad (1.60)$$

L'energia termica generata viene quindi trasferita al fluido motore che, evolvendo nelle macchine che costituiscono il sistema, subisce le trasformazioni termodinamiche che disegnano il relativo ciclo limite. Risulta quindi:

$$\eta_l = \frac{P_{limite}}{P_{termica}} \quad (1.61)$$

$$\varepsilon_i = \frac{P_{reale}}{P_{limite}} \quad (1.62)$$

dove ε_i tiene conto dell'imperfezione delle macchine.

Infine, il rendimento meccanico tiene conto degli attriti di tutti gli organi in movimento, per cui si ha:

$$\varepsilon_m = \frac{P_{m,netta}}{P_{reale}} \quad (1.63)$$

Il rendimento globale può essere espresso in funzione delle tre efficienze e del rendimento limite che caratterizzano i processi attraverso cui l'energia primaria è convertita in energia meccanica utile:

$$\eta_g = \frac{P_{termica}}{\dot{m}_c LHV} \cdot \frac{P_{limite}}{P_{termica}} \cdot \frac{P_{reale}}{P_{limite}} \cdot \frac{P_{m,netta}}{P_{reale}} = \varepsilon_b \eta_l \varepsilon_i \varepsilon_m \quad (1.64)$$

Nel processo evolutivo degli impianti termoelettrici sia l'efficienza di combustione, ε_b , legata al processo di conversione dell'energia chimica del combustibile primario in energia termica, che l'efficienza meccanica, ε_m , legata sostanzialmente ai fenomeni di attrito che si sviluppano negli organi meccanici in movimento, hanno ormai raggiunto valori prossimi all'unità (~ 0.998), per cui la loro influenza sul rendimento globale è trascurabile.

Viceversa, diversa attenzione deve essere ancora posta sugli effetti che il rendimento limite, η_l , legato alle leggi termodinamiche che regolano la conversione termomeccanica dell'energia, e l'efficienza interna ε_i , legata alle leggi termofluidodinamiche che regolano la conversione e/o il trasferimento dell'energia tra fluido motore e macchine, hanno sul rendimento globale d'impianto. È evidente, quindi, nell'ottica di uno sviluppo sostenibile, l'importanza di ottimizzare sia il progetto termodinamico del sistema di conversione dell'energia, in accordo con le strategie necessarie volte al risparmio energetico ed al contenimento dell'impatto ambientale, e sia il progetto termofluidodinamico delle macchine.

CAPITOLO 2

L'IMPIANTO MOTORE TURBINA A VAPORE

2.1 Descrizione e termodinamica del sistema

Gli impianti motore turbina a vapore (IMTV) costituiscono il sistema di produzione di energia elettrica più consolidato e hanno raggiunto da anni la maturità tecnologica. L'elevata percentuale di energia elettrica prodotta nel mondo con tale tecnologia è dovuta alla possibilità, grazie alla caratteristica di essere un impianto a combustione esterna, di utilizzare diversi tipi di combustibile e di essere impiegato in diverse configurazioni impiantistiche (i.e. configurazione in ciclo combinato). I criteri di scelta dei parametri operativi e gli interventi impiantistici (risurriscaldamenti e rigenerazione termica) sono alla base della progettazione termodinamica del sistema volta all'ottimizzazione dei parametri prestazionali (lavoro specifico utile e rendimento).

In figura 2.1 è riportato lo schema base di un impianto motore turbina a vapore surriscaldato. Esso si compone di: *Pompa di alimento* (P_a), *Generatore di Vapore* (GV), *Turbina a Vapore* (TV), *Condensatore* (C), *Alternatore* (A).

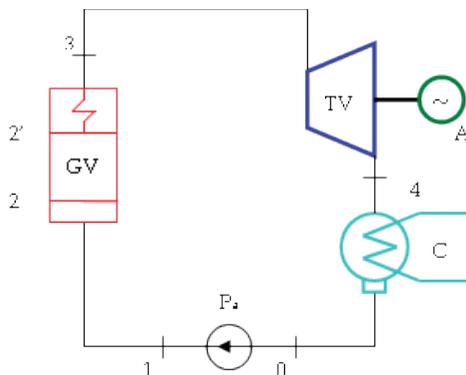


Figura 2.1. Schema base di un IMTV.

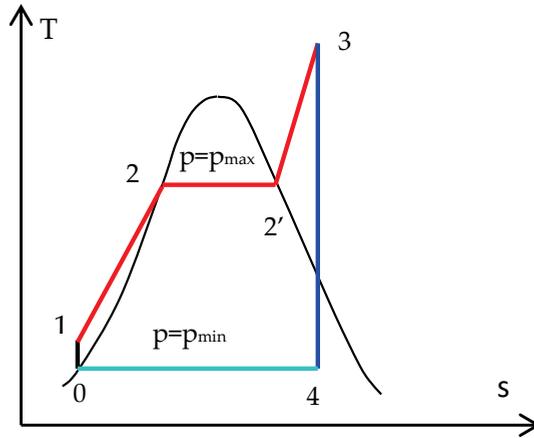


Figura 2.2. Ciclo termodinamico di riferimento per un IMTV.

Il ciclo termodinamico di riferimento, il ciclo Hirn riportato in figura 2.2, definisce le trasformazioni che il fluido motore (acqua-vapore) subisce evolvendo nelle macchine che compongono l'impianto. In particolare il fluido compresso fino alla pressione massima del ciclo nella pompa di alimento (trasformazione 0-1) viene inviato al generatore di vapore dove, a pressione costante, viene preriscaldato nei fasci tubieri economizzatori, vaporizzato nei fasci tubieri evaporatori e surriscaldato nei fasci tubieri surriscaldatori fino alla temperatura massima del ciclo T_3 (trasformazioni 1-2, 2-2', 2'-3); il fluido motore, raggiunte le condizioni termodinamiche definite in fase di progetto, espande nella turbina a vapore (trasformazione 3-4), cedendo così lavoro all'esterno, fino alla pressione minima del ciclo, definita dalle condizioni al condensatore. Il fluido motore viene riportato nelle condizioni iniziali attraverso la cessione di calore nel condensatore (trasformazione 4-0).

L'ottimizzazione, in termini di prestazioni¹⁷, di un impianto motore turbina a vapore è legata al miglioramento del rendimento termodinamico del ciclo e dell'efficienza dei componenti.

Il rendimento globale di un impianto motore termico può essere espresso come il prodotto di diversi rendimenti ed efficienze:

$$\eta_g = \varepsilon_b \eta_l \varepsilon_i \varepsilon_m \quad (2.1)$$

¹⁷ Le prestazioni di un impianto termoelettrico si valutano in termini di rendimento globale e potenza netta. Pertanto, in fase di dimensionamento termico, è necessario conoscere la dipendenza di tali grandezze dai parametri di funzionamento.

con:

- ε_b efficienza di combustione
- η_l rendimento termodinamico del ciclo limite
- ε_i efficienza interna
- ε_m efficienza meccanica

Come già evidenziato nel capitolo 1, l'efficienza di combustione, ε_b , e l'efficienza meccanica, ε_m , hanno ormai raggiunto valori prossimi all'unità, per cui l'ottimizzazione del rendimento globale è legata all'ottimizzazione del rendimento limite, η_l , e dell'efficienza interna, ε_i , delle macchine.

2.2 Ottimizzazione del rendimento limite η_l

L'evoluzione dell'impianto motore turbina a vapore, a partire dalla sua configurazione originaria basata sul ciclo Rankine in cui la fase di adduzione del calore si completava nelle condizioni di vapore saturo secco, è legata alla ricerca dell'allontanamento delle temperature medie di adduzione, T_{ma} , e sottrazione del calore, T_{ms} , come si deduce dalla più generale espressione del rendimento limite per cicli termodinamici reversibili:

$$\eta_l = 1 - \frac{T_{ms}}{T_{ma}} \quad (2.2)$$

È noto che tale operazione, nel caso di un ciclo Rankine, come è riportato in figura 2.3, comporta l'incremento, a parità delle condizioni di condensazione, della pressione di vaporizzazione. Tuttavia, all'aumentare della pressione di vaporizzazione, il titolo della miscela acqua-vapore a fine espansione risulta via via decrescente e non compatibile con le caratteristiche chimico-fisiche dei materiali impiegati nella realizzazione delle turbine. Per superare questo problema tecnologico si introduce un'ulteriore fase di adduzione di calore (surriscaldamento 2'-3) fino ad una temperatura fissata (temperatura massima del ciclo o temperatura di ingresso in turbina, assunte per definizione coincidenti). L'introduzione del surriscaldamento 2'3 (ciclo Hirn, figura 2.4) consente, al tempo stesso, di migliorare il rendimento termodinamico, avendo aggiunto al ciclo Rankine una fase di adduzione di calore ad alta temperatura (l'incremento di rendimento è infatti legato all'allontanamento delle tempera-

ture medie di adduzione e sottrazione del calore, come discusso nel capitolo 1).

L'ottimizzazione del rendimento del ciclo Hirn è possibile quindi operando:

- l'abbassamento della pressione di condensazione, a parità di pressione di vaporizzazione e di temperatura massima (temperatura di ingresso in turbina, TIT);
- l'innalzamento della pressione di vaporizzazione, a parità di temperatura di TIT e pressione di condensazione;
- l'innalzamento della TIT, a parità di pressione di condensazione e pressione di vaporizzazione.

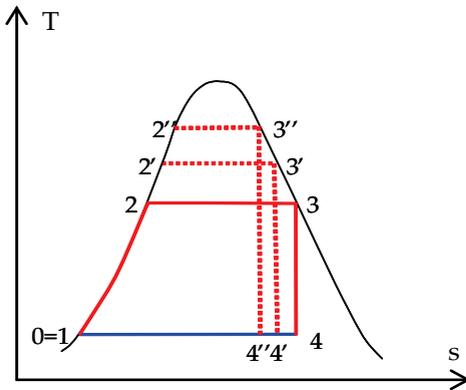


Figura 2.3. Cicli Rankine al variare della pressione massima.

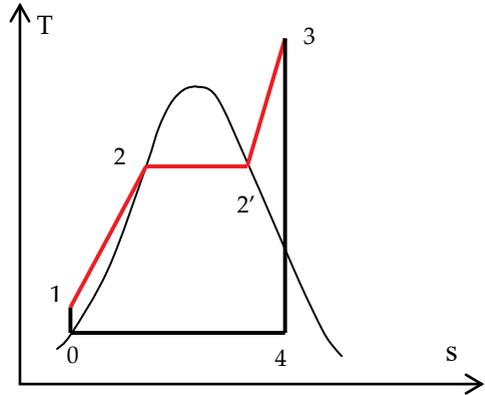


Figura 2.4. Ciclo Hirn.

Infatti, per quanto riguarda la temperatura media di sottrazione del calore, passando da una pressione di condensazione di 0.1 MPa (cui corrisponde una temperatura di condensazione di circa 100°C), ad una pressione di condensazione di 0.005 MPa (cui corrisponde una temperatura di condensazione di circa 33°C), a parità di pressione massima e di temperatura massima del ciclo, l'incremento di rendimento è del 26%. In merito alla temperatura media di adduzione del calore e con riferimento al secondo punto, l'innalzamento della pressione di vaporizzazione da 10 MPa a 18 MPa comporta un incremento di rendimento del 2.8%. Infine, l'incremento della TIT da 450°C a 550°C, in un ciclo in cui la pressione di vaporizzazione sia pari a 14 MPa e la pressione di

condensazione pari a 0.005 MPa, comporta un incremento di rendimento del 7.2%.

Per quanto detto, quindi, il progetto termico di un impianto a vapore consiste nella definizione dei seguenti parametri operativi: i) pressione di condensazione, ii) pressione di vaporizzazione e iii) temperatura di ingresso in turbina.

I tre interventi indicati se da un lato migliorano le prestazioni termodinamiche del ciclo in termini di rendimento e, quasi sempre, di lavoro specifico utile, dall'altro aumentano il tratto della fase di espansione che avviene all'interno della curva a campana, e quindi con vapore saturo di titolo via via decrescente. Per evitare quindi un'espansione umida si ricorre alla tecnica dei risurriscaldamenti (o surriscaldamenti ripetuti). In figura 2.5 è riportato il diagramma qualitativo di un ciclo a vapore con 1 risurriscaldamento e il relativo schema funzionale d'impianto.

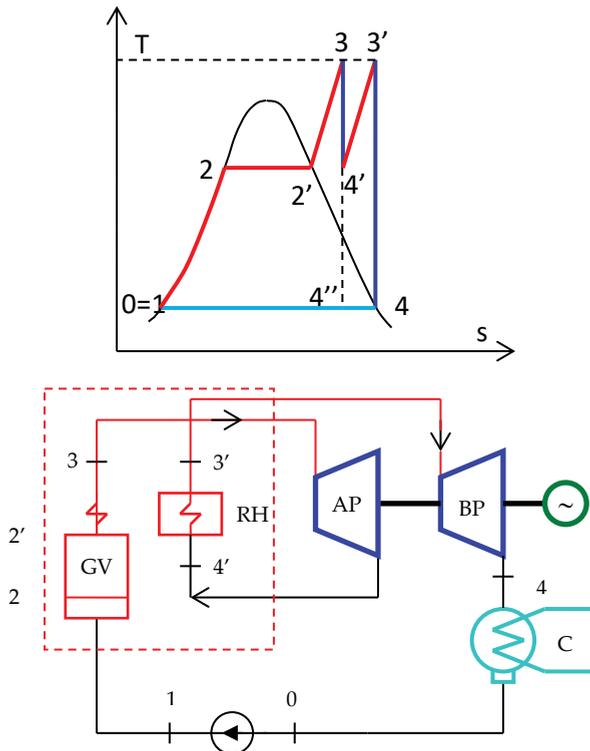


Figura 2.5. Ciclo con 1 risurriscaldamento e schema d'impianto.

A partire dal punto 3 il vapore viene espanso nella turbina AP fino alla pressione di risurriscaldamento (punto 4') e rinviato al generatore di vapore dove è risurriscaldato fino alla temperatura massima del ciclo (punto 3'). È evidente come l'espansione (3'-4) si realizza con titoli maggiori rispetto al caso con un solo surriscaldamento (3-4'').

La tecnica dei risurriscaldamenti, oltre a rendere l'espansione più secca consente, grazie all'aumento della temperatura media di adduzione, ulteriori incrementi del rendimento termodinamico e del lavoro specifico utile. Le complicazioni impiantistiche che derivano da tale intervento limitano generalmente a 1-2 risurriscaldamenti.

In figura 2.6 sono indicati gli incrementi relativi del rendimento e del lavoro specifico utile rispetto al ciclo Hirn semplice, calcolati per due pressioni massime, al variare del rapporto tra la pressione di risurriscaldamento (reheat) e la pressione massima.

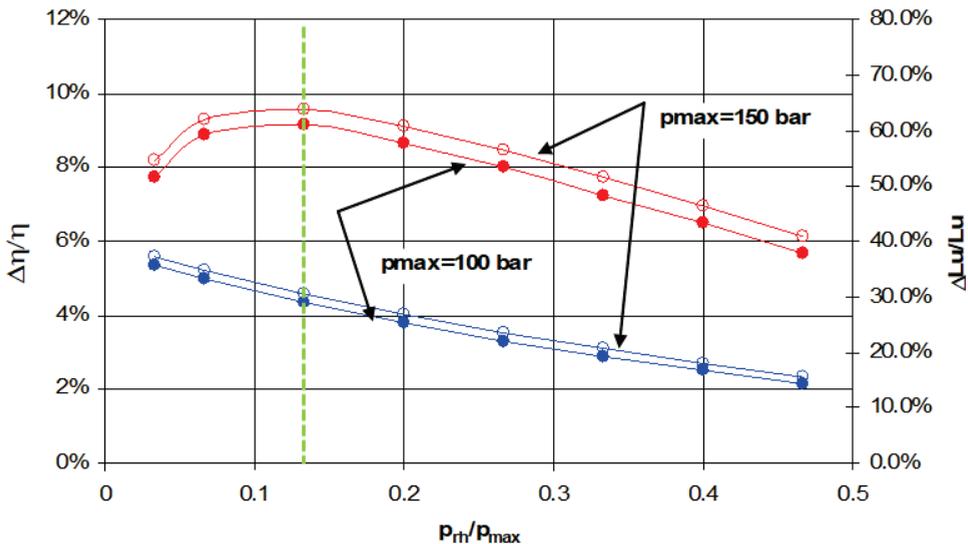


Figura 2.6. Incremento relativo delle prestazioni nel caso di 1 risurriscaldamento.

Si può notare come gli incrementi relativi di rendimento presentino un andamento crescente-decrescente, con i massimi spostati verso i valori più bassi del rapporto p_{rh}/p_{max} (gli incrementi relativi del lavoro specifico risultano ovviamente sempre decrescenti). Risulta, infatti, che, ragionando in sede limite, il rendimento del ciclo aggiuntivo (4'3'44'') si riduce al diminuire della

pressione di risurriscaldamento (la temperatura media di adduzione del calore è decrescente). Ciò significa che il rendimento globale del ciclo sarà in una prima fase crescente, per poi decrescere. Infine, come evidenziato in figura 2.6, all'aumentare della pressione massima del ciclo, rendimento e lavoro specifico utile risultano sempre crescenti pur mantenendo lo stesso andamento qualitativo.

Un ulteriore intervento di ottimizzazione termodinamica del ciclo Hirn è la rigenerazione termica. Tale operazione consiste nel ridurre la quantità di calore fornita dall'esterno alla fase di preriscaldamento del liquido, prelevando il calore necessario da una serie di spillamenti di vapore effettuati lungo la fase di espansione. La figura 2.7 riporta un ciclo Hirn con 1 gradino di rigenerazione e il relativo schema d'impianto.

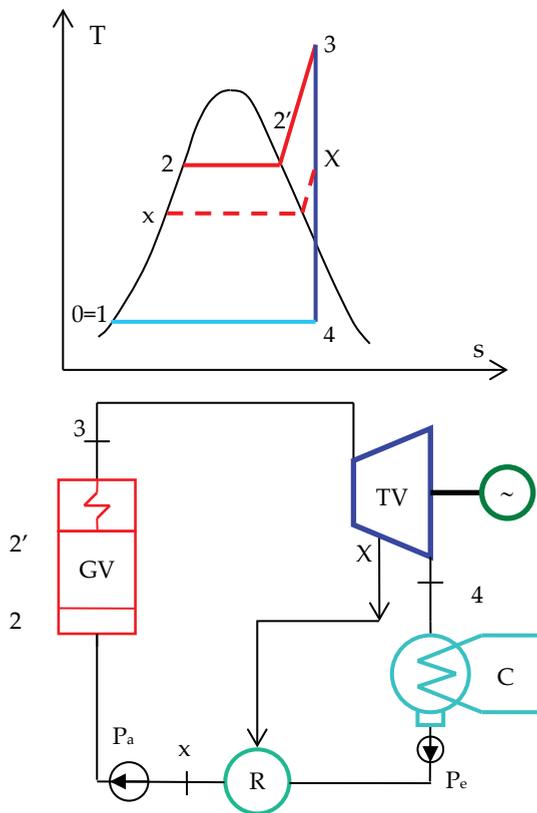


Figura 2.7. Ciclo Hirn rigenerato con 1 gradino di rigenerazione e relativo schema d'impianto.

Rispetto allo schema base è stato introdotto il rigeneratore a miscela R e la pompa P_e. Fissato il grado di rigenerazione R (rapporto tra h_x-h_1 e h_2-h_1) è possibile individuare sulla curva limite inferiore il punto x, e, quindi, la temperatura di fine rigenerazione. Il vapore verrà spillato alle condizioni relative al punto X (intersezione tra l'isentrofica di espansione e l'isobara corrispondente alla pressione di saturazione nel punto x). Il grado di rigenerazione varia tra 0 (ciclo non rigenerato) e 1 (ciclo con rigenerazione completa).

Il rendimento del ciclo rigenerato, assumendo unitaria la portata al condensatore, si può esprimere come¹⁸:

$$\eta_R = 1 - \frac{Q_c}{Q_{fR}} = 1 - \frac{H_4 - h_1}{(1 + m) \cdot [(H_3 - h_2) + (1 - R) \cdot \lambda]} \quad (2.3)$$

dove H_4 è l'entalpia del vapore a fine espansione, h_1 è l'entalpia del liquido sottoraffreddato ($h_0 \approx h_1$), m è la massa di vapore spillato lungo la linea di espansione, H_3 è l'entalpia del vapore surriscaldato, h_2 è l'entalpia del liquido saturo, R è il grado di rigenerazione e λ è il calore fornito durante la fase di preriscaldamento (h_2-h_1). Tenuto conto che il rendimento del ciclo non rigenerato è:

$$\eta_0 = 1 - \frac{Q_c}{Q_f} = 1 - \frac{H_4 - h_1}{H_3 - h_2 + \lambda} \quad (2.4)$$

si può facilmente osservare che il rendimento del ciclo rigenerato sarà superiore a quello in assenza di rigenerazione se il calore fornito Q_{fR} è maggiore di Q_f .

Il numero di spillamenti rigenerativi dipende dalla taglia dell'impianto e da considerazioni progettuali di carattere tecnico-economico. Infatti, come si può vedere in figura 2.8, gli incrementi relativi di rendimento, in funzione del grado di rigenerazione, diminuiscono all'aumentare del numero di spillamenti.

In figura 2.9 è illustrato, a titolo di esempio, lo schema funzionale di un modulo a vapore con due surriscaldamenti e 7 spillamenti, secondo lo standard ENEL per i gruppi da 320 MW_{el}.

¹⁸ Per approfondimenti: CAPUTO C. (1993), *Gli impianti motori termici*, editore: ESA.

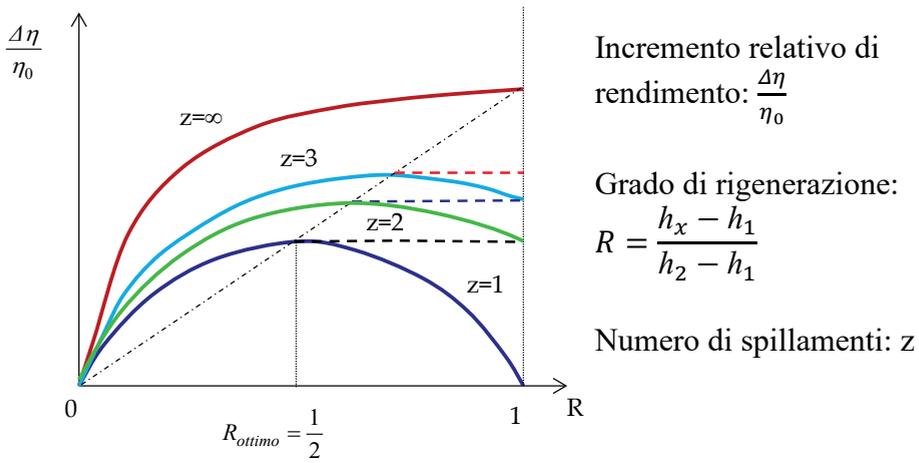


Figura 2.8. Incrementi relativi di rendimento al variare del grado di rigenerazione e del numero di spillamenti.

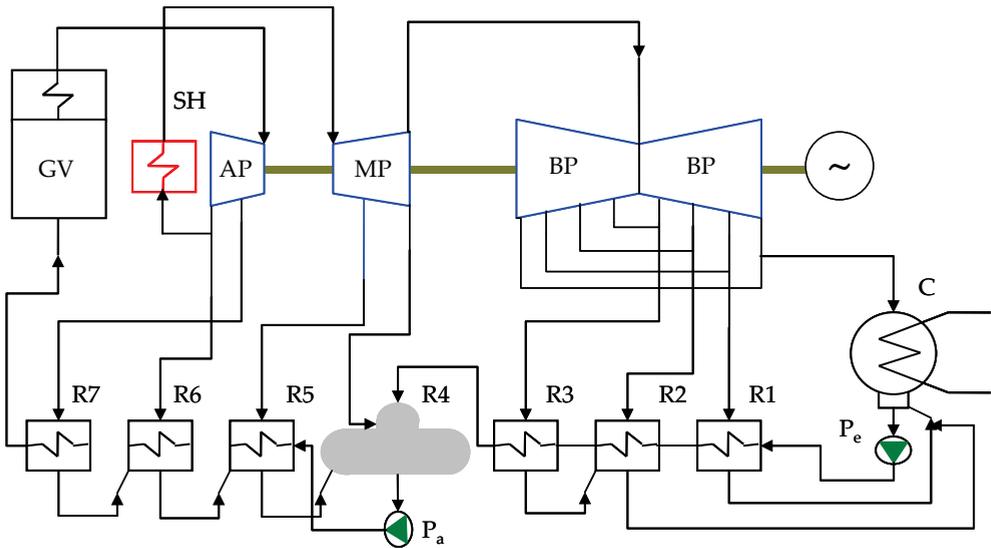


Figura 2.9. Schema funzionale di un modulo a vapore con due surriscaldamenti e 7 spillamenti, secondo lo standard ENEL per i gruppi da 320 MWe.

I rigeneratori impiegati sono tutti a superficie, tranne, ovviamente, il degassatore. Lo scarico delle condense (drenaggi) dei rigeneratori è effettuato in cascata, ossia i drenaggi del rigeneratore a più alta pressione di spillamento si

scaricano in quello a pressione immediatamente inferiore e così via, sino a recuperare gli ultimi drenaggi al condensatore.

La tabella 2.1 riporta i dati tecnici del modulo da 320 MW. La pressione massima di esercizio è di 170 bar, la pressione di risurriscaldamento è pari a 34 bar ($p_{rh}/p_{max} = 0,2$), e le temperature di surriscaldamento e risurriscaldamento sono pari a 538°C.

Nella tabella 2.2 sono descritte le caratteristiche in termini di pressione, temperatura e portata della linea rigenerativa.

Tabella 2.1. Dati tecnici del modulo a vapore per gruppi ENEL da 320 MW_{el.}

Linea rigenerativa	Pressione (MPa)	Temperatura (°C)	Portata (kg/s)
Vapore SH ammissione turbina	17.0	538	284.3
Vapore scarico turbina AP	3.8	-	254.5
Vapore ingresso turbina MP	3.4	538	219.1
Vapore scarico turbina MP	0.7	-	217.8
Vapore alla turbina BP	-	-	204.6
Vapore scaricato al condensatore	0.005	32.50	172.0

Tabella 2.2 Dati linea rigenerativa del modulo a vapore per gruppi ENEL da 320 MW_{el.}

Linea rigenerativa	Pressione (MPa)	Temperatura (°C)	Portata (kg/s)
Vapore 1° spillamento ingresso R7	7.5	-	29.7
Vapore 2° spillamento ingresso R6	3.7	-	22.5
Vapore 3° spillamento ingresso R5	2.6	-	0.014
Vapore 4° spillamento R4-DEG	0.7	-	2.4
Vapore 5° spillamento ingresso R3	0.3	-	12.6
Vapore 6° spillamento ingresso R2	0.1	-	0.8
Vapore 7° spillamento ingresso R1	0.029	-	12.3
Alimento ingresso R5 (AP)	-	166.5	-
Alimento ingresso R6 (AP)	-	202.5	-
Alimento ingresso R7 (AP)	-	244.0	-

Alimento uscita R7	-	290.0	-
Drenaggio R7	-	249.0	29.7
Drenaggio R6	-	206.5	5.2
Drenaggio R5	-	172.5	6.6
Drenaggio R3	-	93.8	12.6
Drenaggio R2	-	70.4	20.5
Drenaggio R1	-	64.7	12.3

2.3 L'efficienza interna ε_i : stato dell'arte e prestazioni dei componenti

L'efficienza interna in un sistema di conversione dell'energia dipende dal grado di perfezione delle macchine che compongono il sistema stesso, che, nel caso dell'impianto motore turbina a vapore, sono il generatore di vapore, la turbina, il condensatore e le pompe. Di seguito vengono descritti i singoli componenti e definite eventuali possibilità di miglioramento dell'efficienza interna.

2.3.1 Il generatore di vapore

L'evoluzione tecnologica di tale componente, legata all'ottimizzazione del processo di combustione e all'efficienza dello scambio termico tra fumi e fluido motore (acqua-vapore), ha consentito di raggiungere rendimenti, per generatori di media-grande potenzialità, dell'ordine di 0.94. Questo valore rappresenta comunque un limite difficilmente superabile a causa dei noti vincoli sulla temperatura dei fumi al camino.

Il rendimento η_{GV} di un generatore di vapore può essere calcolato mediante il metodo "indiretto", cioè attraverso la stima delle perdite che si verificano durante il funzionamento. Risulta:

$$\eta_{GV} = \frac{\Phi_u}{\Phi_{comb}} = \frac{\Phi_{comb} - \Sigma\Phi_p}{\Phi_{comb}} = 1 - \frac{\Sigma\Phi_p}{\dot{m}_c LHV} \quad (2.5)$$

con:

Φ_u potenza termica utile

Φ_{comb} potenza chimica del combustibile

$\Sigma\Phi_p$ sommatoria di tutte le perdite: $\Phi_{sf} + \Phi_{sl} + \Phi_{irr} + \Phi_{varie}$

\dot{m}_c portata di combustibile

LHV potere calorifico inferiore del combustibile

dove:

Φ_{sf} perdite per calore sensibile dei fumi al camino (5-10%)

Φ_{sl} perdite per incombusti contenuti nei fumi (1%)

Φ_{irr} perdite per irraggiamento (0.5-0.6 kW/m²)

Φ_{varie} perdite varie (0.4-1%)

Le perdite per calore sensibile dei fumi al camino sono le più importanti. Si possono esprimere come:

$$\Phi_{sf} = \dot{m}_f c_{pm,f} (T_f - T_{amb}) \quad (2.6)$$

dove:

\dot{m}_f portata dei fumi

$c_{pm,f}$ calore specifico medio dei fumi

T_f temperatura dei fumi al camino

Tenendo conto che:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{aria} + \dot{m}_c; \dot{m}_{aria} = (1 + e) \cdot \dot{m}_{aria,stech} \quad e: \text{eccesso d'aria}$$

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} = \frac{\dot{m}_{aria} + \dot{m}_c}{\dot{m}_c} = [1 + \alpha_{stech}(1 + e)]$$

l'eq. 2.6 diventa:

$$\Phi_{sf} = \dot{m}_c \cdot [1 + \alpha_{stech}(1 + e)] \cdot c_{pm,f} (T_f - T_{amb}) \quad (2.7)$$

Le perdite per calore sensibile dei fumi al camino aumentano all'aumentare dell'eccesso d'aria (la portata dei fumi è maggiore) e all'aumentare della temperatura dei fumi al camino. La riduzione di tali perdite passa quindi attraverso i) la riduzione dell'eccesso d'aria, che però presenta limiti al di sotto dei quali la combustione risulta incompleta con produzione di monossido di carbonio e incombusti, ii) la riduzione della temperatura finale dei fumi fino a 110-120°C, attraverso un opportuno dimensionamento del preriscaldatore d'aria, compatibilmente con i limiti da corrosione per condensa acida.

In figura 2.10 sono schematizzati i flussi termici considerati nell'eq. 2.5.

La figura 2.11 illustra lo schema base di un generatore di vapore subcritico Babcock and Wilcox, con risurriscaldamento.

Tali generatori possono prevedere una produzione di vapore variabile tra 90 e 880 kg/s, con pressioni di esercizio comprese tra 124-165 bar e temperature del vapore tra 538°C e 566°C.

In particolare, nello schema si possono individuare i tre componenti fondamentali, disposti in cascata nel circuito acqua-vapore: l'economizzatore, il sistema vaporizzatore posizionato all'interno della camera di combustione ed i fasci tubieri surriscaldatori, suddivisi in modo da ottimizzare lo scambio termico con i gas combusti.

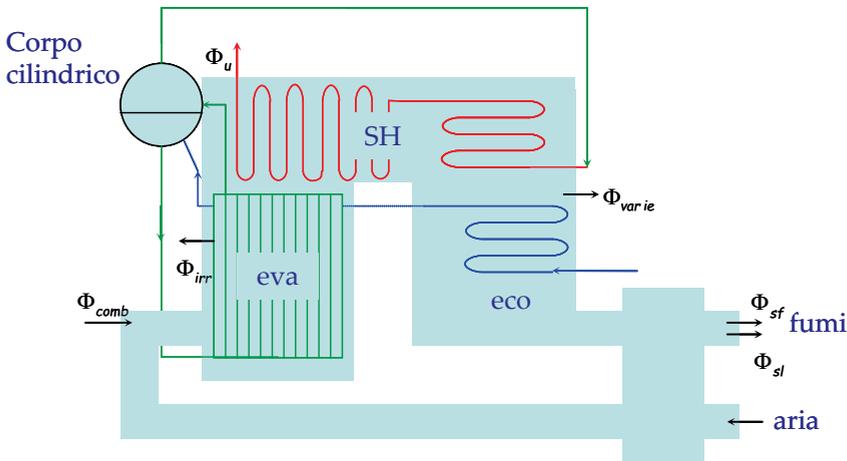


Figura 2.10. Flussi termici in un generatore di vapore.

Negli ultimi anni si è sviluppata una tecnologia innovativa per la produzione di vapore che prevede un diverso sistema di combustione. Tale tecnologia consente l'utilizzo di combustibili solidi (carbone, biomasse, RSU, etc.) anche nel rispetto dei vincoli ambientali.

La combustione a letto fluido, infatti, (FBC-Fluidized Bed Combustion) è un processo alternativo ai tradizionali metodi di combustione, con possibili applicazioni sia negli impianti a vapore con potenze installate limitate, sia in particolari configurazioni impiantistiche con turbine a gas (Pressurized Fluidized Bed Combustion Gas Turbine, PFBC-GT), in alternativa agli impianti di gassificazione integrati con cicli combinati (IGCC).

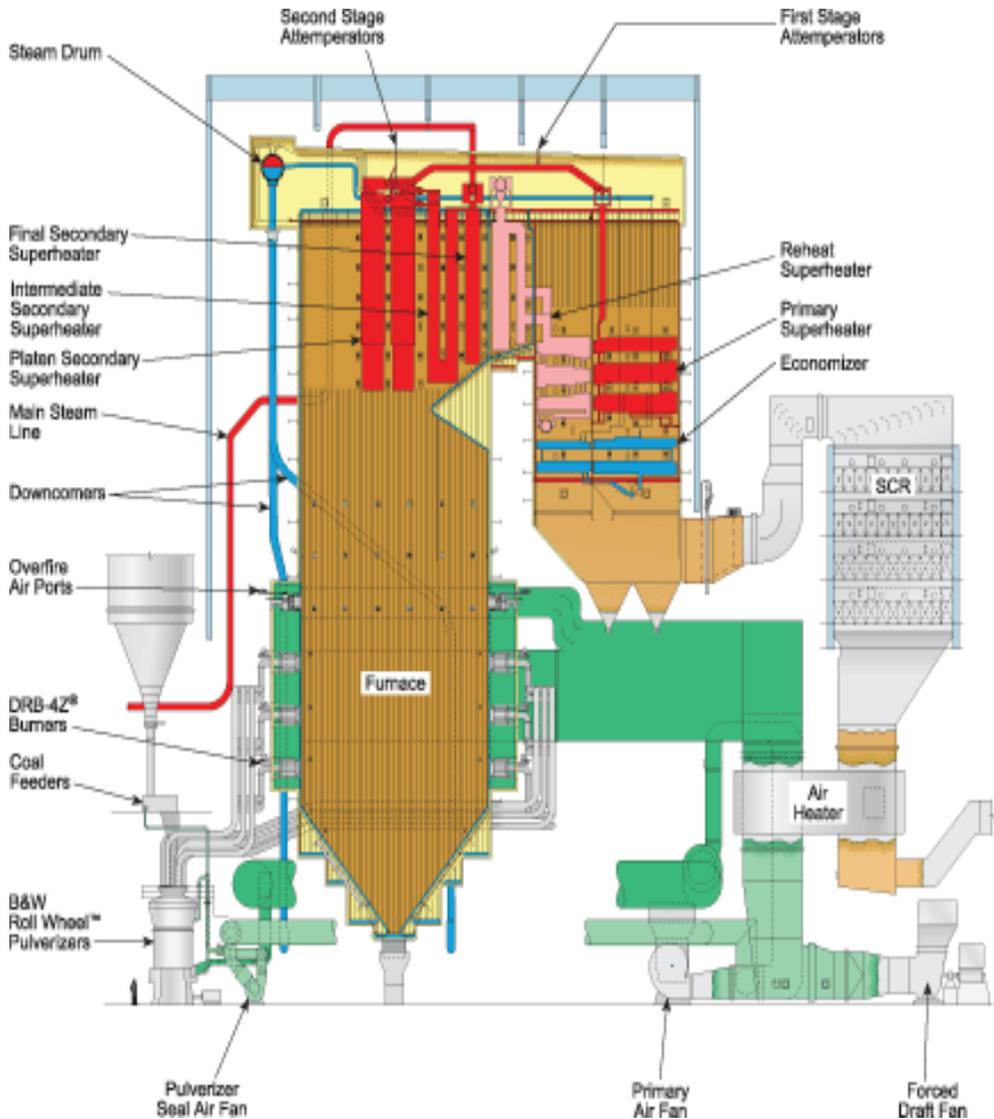


Figura 2.11. Schema di un generatore di vapore subcritico con risurriscaldamento (Babcock & Wilcox).

In figura 2.12 è riportato lo schema funzionale di un comustore a letto fluido. I fumi prodotti in camera di combustione (1) scambiano calore con il fluido motore attraverso i banchi surriscaldatori ed economizzatori (3) e il preriscaldatore dell'aria (7). La vaporizzazione avviene attraverso fasci

tubieri posizionati intorno al letto (4, FBHE-fluidized bed heat exchanger) o addirittura inseriti nel letto per controllarne la temperatura. Il ciclone (2), posizionato all'uscita della camera di combustione, separa il particolato solido dalla corrente gassosa, riavviandolo al letto. Tale ricircolo permette di controllare l'efficienza della combustione e le emissioni inquinanti, attraverso la re-immissione delle ceneri e del combustibile non completamente bruciato all'interno della camera di combustione. I silos (5) e (6) forniscono rispettivamente il combustibile di alimento (nella fattispecie carbone) ed il sorbente per l'abbattimento in situ degli ossidi di zolfo.

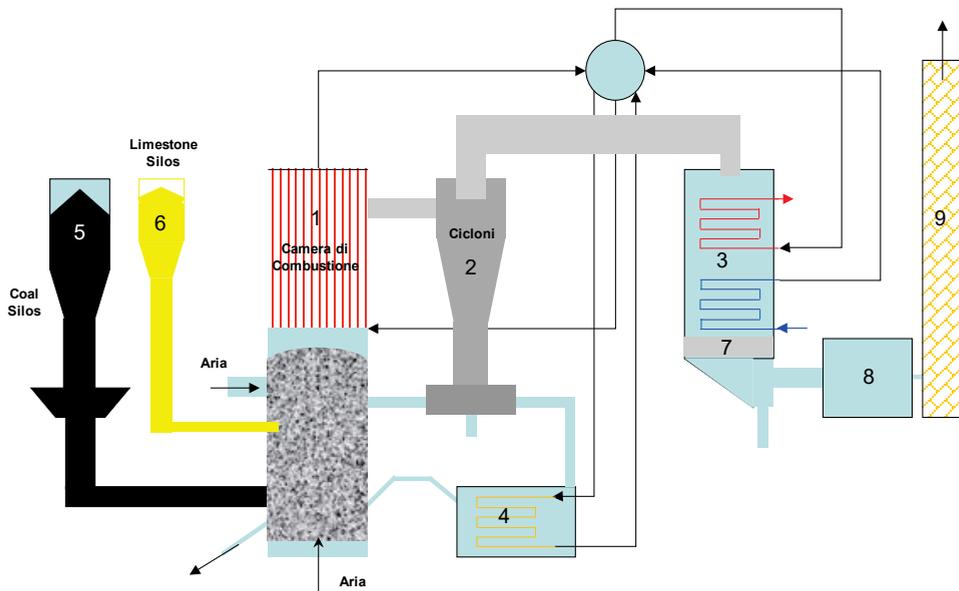


Figura 2.12. Schema funzionale di un combustore a letto fluido. Camera di combustione (1), ciclone (2), surriscaldatori ed economizzatori (3), FBHE-fluidized bed heat exchanger (4), silos (5) e (6), preriscaldatore dell'aria (7), filtri (8), camino (9).

L'aria di combustione è immessa sia al di sotto della griglia, per garantire la fluidizzazione del letto, che al di sopra di essa come aria secondaria per il controllo della temperatura di combustione, che deve essere compresa tra gli 800°C e i 900°C per assicurare le condizioni ottimali per l'abbattimento degli ossidi di zolfo con conseguente controllo della formazione degli ossidi di azoto. La formazione degli NO_x è fortemente influenzata dalla temperatura: alle temperature di esercizio del letto, intorno agli 850°C, non si ha

formazione di NO_x di tipo thermal. Le emissioni tipiche degli FBC sono notevolmente limitate e non richiedono sistemi di depurazione dei gas combusti a valle.

Le emissioni di SO_2 che si forma in sede di combustione sono abbattute aggiungendo nel letto un opportuno quantitativo di sorbente.

Il sorbente aggiunto nel letto è comunemente il CaCO_3 (carbonato di calcio) che “assorbe” il biossido di zolfo formando gesso CaSO_4 secondo le reazioni:



Le reazioni di cattura del SO_2 sono particolarmente attive nel campo di temperatura compreso tra gli 800° e gli 870°C , per cui la temperatura del letto deve essere mantenuta in questo range. Al fine di ottenere elevati valori dell'efficienza di rimozione è necessario vi sia un adeguato rapporto molare tra calcio e zolfo (valore ottimale tra 2 e 3), come indicato in figura 2.13.

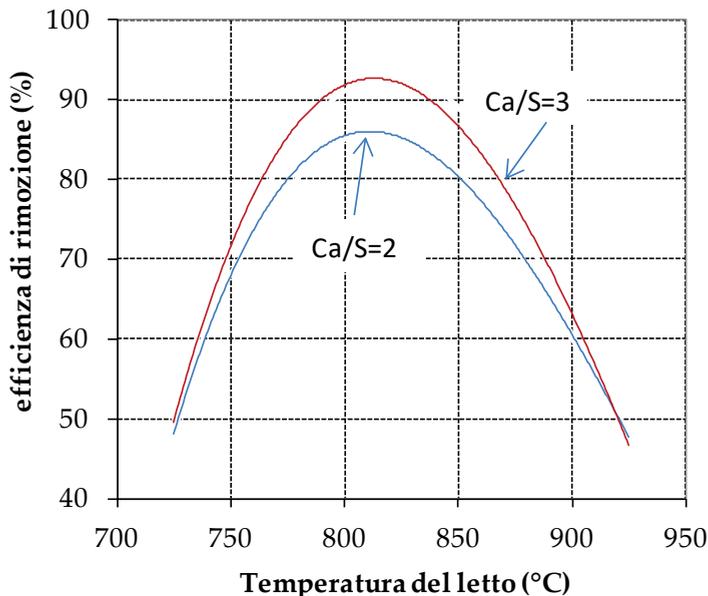


Figura 2.13. Efficienza di rimozione vs. temperatura del letto.

I combustori a letto fluido possono essere divisi in due tipologie in base al regime fluidodinamico:

- combustori a letto bollente (10-50 MW_{th}): operano a velocità di fluidificazione non elevate ed il materiale inerte resta all'interno della camera di combustione (la velocità del gas nel letto è relativamente bassa, 1-2.5 m/s, e la quantità di particelle trascinate è modesta).
- combustori a letto ricircolato (40-80 MW_{th}): le elevate velocità di fluidificazione, 4-8 m/s, comportano il trasporto del particolato e del materiale del letto al di fuori della camera di combustione; tale materiale è poi separato dai fumi mediante cicloni e reimpresso nel letto.

In figura 2.14 è riportato lo schema di un combustore a letto fluido.

Una ulteriore classificazione dei letti fluidi può essere fatta in base alla pressione di esercizio. La tabella 2.3 confronta le principali caratteristiche e le condizioni operative dei combustori a letto fluido bollente e a letto fluido ricircolato.

Tabella 2.3. Parametri di progetto e condizioni operative dei forni a letto fluido per il trattamento dei rifiuti.

Parametri di progetto	Unità	Letto fluido bollente	Letto fluido ricircolato
Velocità di fluidificazione	ms ⁻¹	1-4	5-10
Carico termico volumetrico	MJ m ⁻³ h ⁻¹	600-800	600-800
Tempo di permanenza	min	50-90	50-90
Carico termico	MW _{th}	10-50	40-80
Tempo residenza fumi	sec	> 3	> 3
Condizioni operative			
Temperatura di esercizio	°C	850-900	850-900
Eccesso d'aria	%	30-40	30-40

In particolare, vengono definiti:

- AFBC (Atmospheric Fluidized Bed Combustor): letti (bollenti o circolanti) atmosferici;
- PFBC (Pressurized Fluidized Bed Combustor): letti (bollenti o circolanti) pressurizzati con pressioni di esercizio di 10-18 bar (tipologia utilizzata per l'integrazione con turbine a gas).

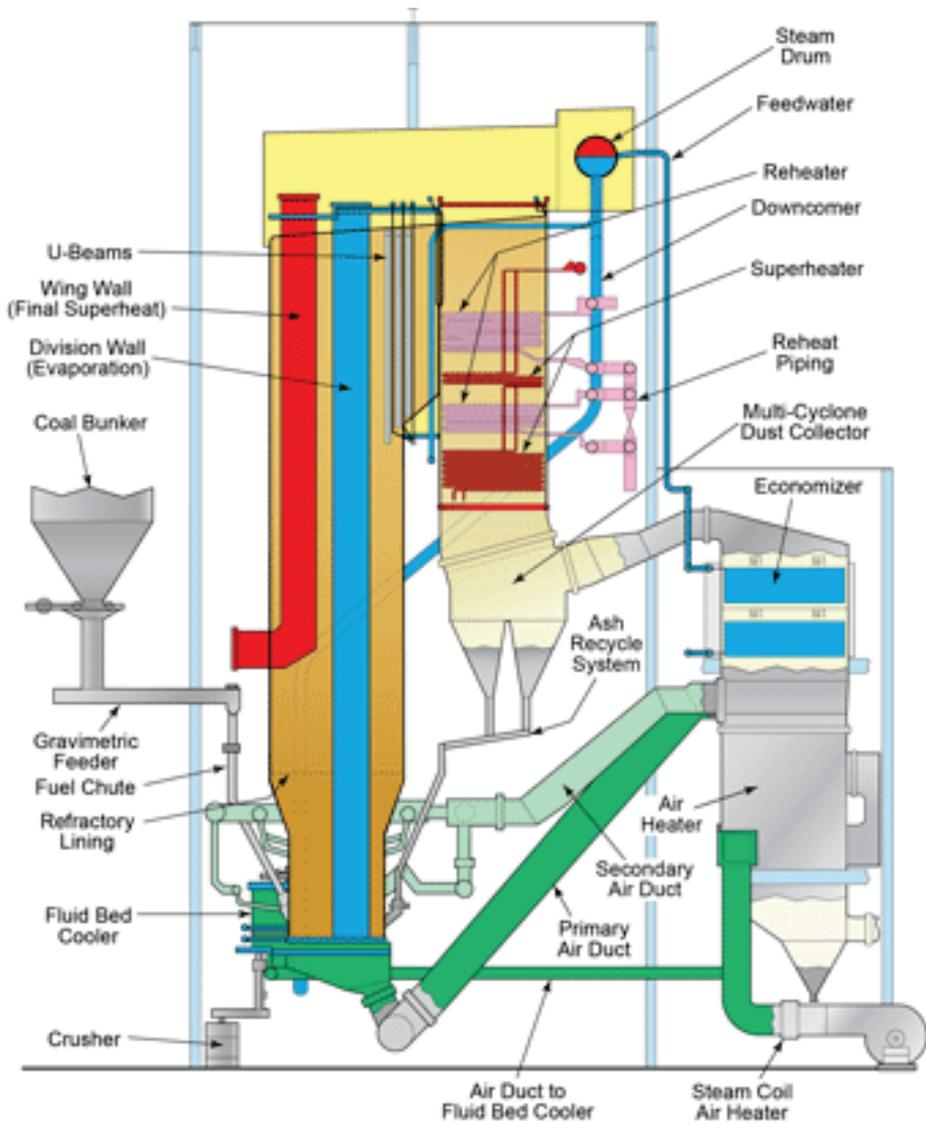


Figura 2.14. Schema di un combustore a letto fluido (<https://www.babcock.com/>).

I vantaggi della combustione basata sulla tecnologia a letto fluido sono:

- flessibilità nell'impiego di carboni di rango differente (ad esempio con alto contenuto di zolfo e/o ceneri), sfruttando la possibilità di desolfurare già in camera di combustione mediante l'aggiunta di sorbente basico;

- possibilità di effettuare la co-combustione, bruciando assieme al carbone combustibili poco pregiati quali biomasse, combustibili derivati dai rifiuti solidi urbani (CDR), scarti di lavorazioni, etc.;
- possibilità di impiegare combustibile caratterizzato da granulometria relativamente grossolana, riducendo le spese di macinazione;
- elevata efficienza di combustione determinata sia dal grado di turbolenza che, soprattutto, dagli elevati tempi di residenza (non inferiori ai 5-6 secondi);
- ottenimento di basse emissioni di ossidi di azoto, grazie alle temperature in camera di combustione più basse rispetto alle caldaie convenzionali;
- coefficienti di scambio termico letto fluido-fasci tubieri relativamente elevati;
- minore spazio occupato dall'impianto, a parità di potenza prodotta, rispetto agli impianti tradizionali.

A svantaggio di tale tecnologia è il volume dei residui solidi che risulta più del doppio rispetto a quelli propri di una caldaia tradizionale priva del controllo degli ossidi di zolfo.

Infine, in figura 2.15 è riportato lo schema di un impianto pilota da 265 MW realizzato a Jacksonville, Florida, basato su tecnologia CFBC.

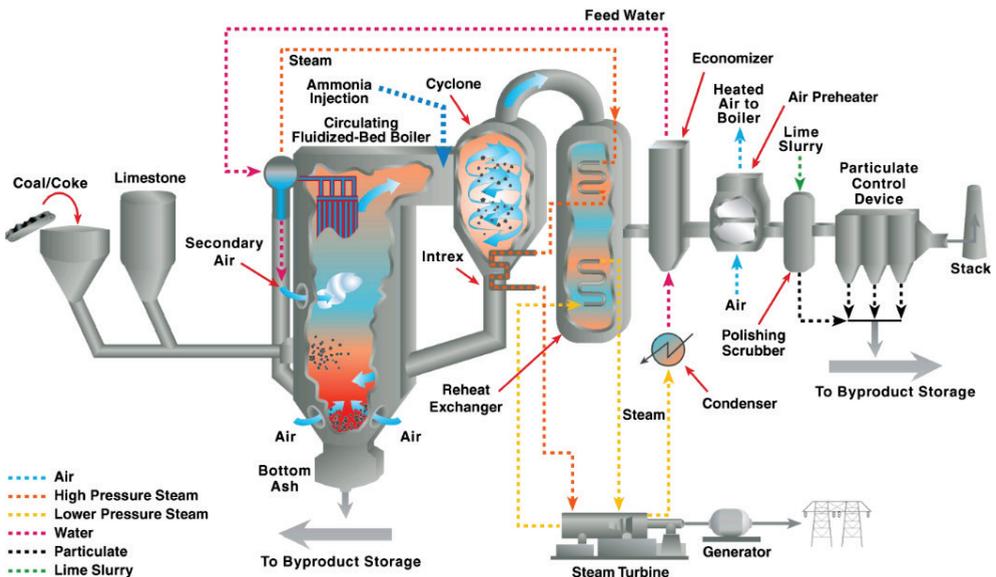


Figura 2.15. CFB Combustion Demonstration Project (Jacksonville Florida US DOE); potenza netta: 265 MW_{el}; p_{max}=172 bar; T_{SH}=540°C; p_{RH}=41 bar; T_{RH}=540°C.

Il ciclo a vapore prevede una pressione massima di 172 bar e doppio surriscaldamento.

2.3.2 La turbina a vapore

È noto che la turbina è la macchina dinamica motrice preposta a convertire in energia meccanica il salto entalpico disponibile nel fluido motore durante la fase di espansione. La sua evoluzione è legata soprattutto al perfezionamento termofluidodinamico dei condotti statorici e rotorici, realizzato attraverso l'impiego di codici di calcolo in grado di simulare la complessa interazione fluido-pala. Infatti, i progressi compiuti nella fluidodinamica numerica ed i metodi di analisi 3D, possibili con i moderni strumenti di calcolo, hanno permesso, negli ultimi anni, un significativo affinamento del progetto degli stadi della turbina a vapore ed in particolare degli stadi di bassa pressione, consentendo di ottenere un incremento di efficienza fino a valori dell'87%.

Le potenze della maggior parte delle turbine installate nelle centrali termoelettriche sono di 320 e 660 MW, con pressioni all'ammissione di circa 170 bar per gli impianti subcritici e circa 250 bar per quelli ipercritici, temperature di surriscaldamento e risurriscaldamento nell'intervallo 538÷565°C, e pressioni al condensatore comprese tra 0.03 e 0.06 bar. Tali caratteristiche richiedono l'impiego di macchine di grandi dimensioni con numerosi stadi che realizzano il frazionamento del salto disponibile.

Nella figura 2.16 è riportata la configurazione della turbina SST5-6000¹⁹ di Siemens.

Generalmente una turbina a vapore di grande taglia è composta di tre sezioni: una di alta pressione (AP), una di media pressione (MP) ed una di bassa pressione (BP). La definizione del numero di stadi, cioè il progetto termico della macchina, è legata sia alla determinazione del salto entalpico totale (Δh) disponibile, sia a parametri adimensionali necessari per definire le caratteristiche fluidodinamiche dei condotti palari.

¹⁹ <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/utility-steam-turbines.html>.

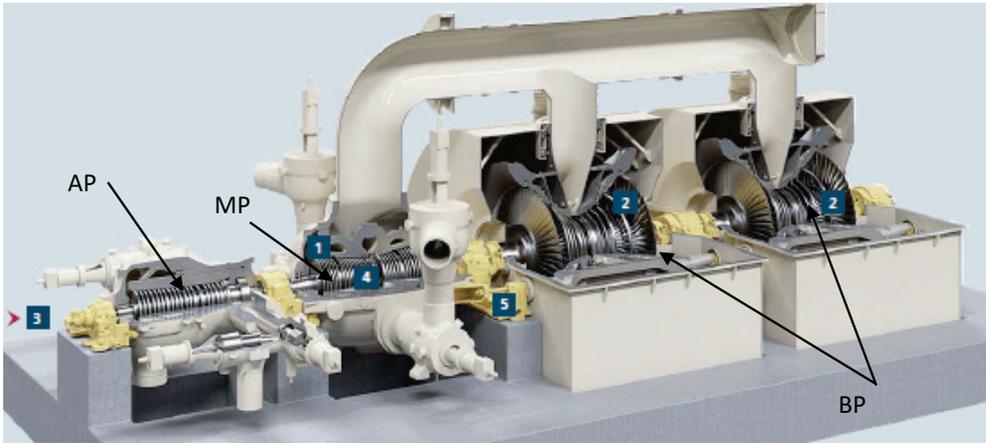


Figura 2.16. SST5-6000; 800-1000 MW (Siemens); condizioni operative: p_{SH}/p_{RH} 270/60 bar, T_{SH}/T_{RH} 600/610°C.

La tecnologia attuale ed i materiali disponibili consentirebbero di elaborare, in un unico stadio, un salto entalpico variabile fra 100 e 150 kJ/kg, per cui, dovendo smaltire, ad esempio, un salto entalpico totale di 1500 kJ/kg, potrebbero bastare 10 stadi. Infatti, per una velocità periferica u , dipendente dallo sforzo centrifugo massimo sopportabile dal materiale e legata alla velocità di rotazione ed al diametro medio (D) della pala ($u = \omega \cdot D/2$), si può determinare il salto entalpico di stadio ($\Delta h_{is, stadio}$) che è possibile elaborare. Tale salto è proporzionale a $u^2/2$ attraverso un coefficiente di carico K , variabile, per i vari tipi di stadio (azione e reazione), da 2.2 a 5.5.

Nella realtà, la grande variazione del volume specifico subita dal vapore durante l'espansione (anche superiore a 3500 volte il volume specifico iniziale) modifica in maniera sensibile le condizioni fluidodinamiche di attraversamento dei condotti palari, e di conseguenza, il rendimento di stadio. Per mantenere tale rendimento entro valori ottimali, il numero di stadi deve essere scelto tenendo conto dei seguenti parametri adimensionali:

Diametro specifico, D_s
$$D_s = \frac{D}{\sqrt{V_{out}}} \cdot \Delta h_{is, stadio}^{0.25}$$

Rapporto di espansione volumetrico, VR
$$VR = \frac{V_{out}}{V_{in}} \leq 1.5 \div 1.7$$

$$\text{Numero di giri specifico, } N_s \qquad 0.15 \leq N_s = \omega \cdot \frac{\sqrt{V_{out}}}{\Delta h_{is, stadio}^{0.75}} \leq 0.35$$

dove D è il diametro medio tra apice e base della pala rispetto all'asse di rotazione, V_{out} e V_{in} sono rispettivamente le portate volumetriche in uscita ed in ingresso lo stadio, $\Delta h_{is, stadio}$ è il salto entalpico isoentropico elaborato dallo stadio, e ω è la velocità di rotazione dell'albero, definita dalla frequenza di rete (nel caso di 50 Hz, è pari a 3000 giri/min). Il diametro specifico (o caratteristico) D_s indica la capacità dello stadio di smaltire un determinato salto entalpico in relazione ad una portata volumetrica che lo attraversa, indipendentemente dal numero di giri dell'albero ed in funzione del diametro della girante. Per mantenere D_s entro valori "ottimali" per un buon rendimento, si devono usare diametri piccoli per piccole portate volumetriche, cui corrispondono, a parità di ω , salti entalpici minori, e quindi un maggior numero di stadi, come accade nel corpo di alta pressione.

Il numero di giri specifico (o caratteristico del tipo di turbomacchina) N_s dà la misura della capacità dello stadio di smaltire un determinato salto entalpico in relazione ad una portata volumetrica che lo attraversa indipendentemente dal diametro della girante ed in funzione del numero di giri dell'albero. Sarebbe quindi opportuno mantenere N_s costante (e pari al suo valore ottimale corrispondente al massimo rendimento), ma, a parità di ω e $\Delta h_{is, stadio}$, la forte variazione di V_{out} non lo consente. Ciò comporta, oltre ad un elevato numero di stadi, anche lo sdoppiamento del flusso nei corpi di media e bassa pressione.

2.3.3 Il condensatore

Anche per quel che attiene al condensatore, le prestazioni raggiunte non consentono di prevedere significativi miglioramenti. Il condensatore ha la funzione primaria di aumentare, a parità di temperatura massima, il salto entalpico di espansione, funzionando a pressioni notevolmente inferiori alla pressione atmosferica.

A bassa pressione la derivata della temperatura rispetto alla pressione di saturazione assume valori elevati che vanno via via diminuendo al crescere della pressione: ciò significa che, a parità di Δp , il ΔT è più elevato a basse

pressioni di saturazione (da 1 bar a circa 0.050 bar, $\Delta T = 67^\circ\text{C}$, mentre lo stesso Δp a partire da 100 bar comporta un $\Delta T = 0.7^\circ\text{C}$). Di conseguenza, poiché la potenza fornita dalla turbina è il prodotto della portata di vapore per il salto entalpico elaborato, un incremento di quest'ultimo consente di ridurre le dimensioni dell'impianto. Le condizioni al condensatore, $T=T_{min}$ e $p=p_{min}$, sono imposte dalla temperatura cui è disponibile il refrigerante, che solitamente è acqua prelevata da bacini naturali, essendo le portate di refrigerante richieste ingenti.

Quindi, nella maggior parte dei casi, i condensatori utilizzati negli impianti a vapore di grande taglia utilizzano acqua come fluido refrigerante grazie al suo elevato calore specifico, alla disponibilità a bassa temperatura. Il circuito di refrigerazione è costituito dalle opere di presa e di scarico e dalle pompe di circolazione dell'acqua. Il dimensionamento del condensatore a fascio tubiero, di cui è riportato uno schema in figura 2.17, viene effettuato sulla base delle equazioni di scambio termico acqua refrigerante-vapore condensante e tenendo conto della potenza termica da smaltire, della temperatura alla quale è disponibile l'acqua di raffreddamento e del minimo ΔT possibile.

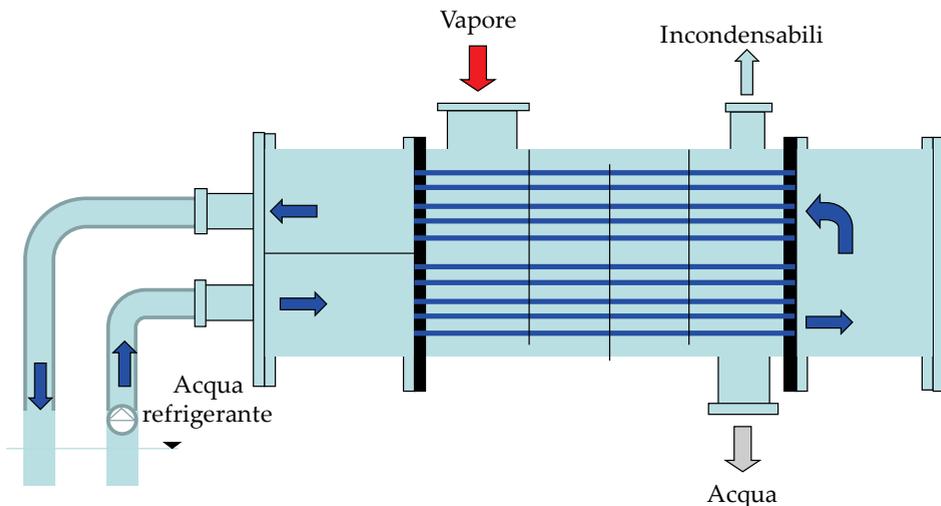


Figura 2.17. Schema di un condensatore ad acqua a circuito aperto.

Con riferimento alle condizioni climatiche italiane, $T_{REFR} = 5-25^\circ\text{C}$, $\Delta T = 3-5^\circ\text{C}$, $T_{min} = 30-35^\circ\text{C}$, cui corrisponde una $p_{min} = 4-6$ kPa, la potenza termica scambiata è di circa $15-30$ kW/m² (il coefficiente di scambio termico globale

è assunto pari a circa $3 \text{ kW/m}^2 \text{ C}$). Come detto precedentemente, le portate richieste sono ingenti (per ogni kg di vapore condensato sono necessari 50-60 kg di refrigerante). Quindi, per un gruppo da 320 MW la cui portata di vapore al condensatore è di circa 600 t/h, sono necessari $10\div 12 \text{ m}^3/\text{s}$ di acqua refrigerante, considerando un ΔT medio dell'acqua condensatrice di $8\div 9^\circ\text{C}$ e una superficie di scambio di circa 16000 m^2 .

Una soluzione tecnica per la riduzione del fabbisogno di acqua refrigerante è rappresentata dall'impiego delle torri di raffreddamento (torri evaporative), che consentono un recupero quasi completo dell'acqua refrigerante. L'idea su cui si basa il funzionamento della torre evaporativa è quello di permettere di riciclare l'acqua di raffreddamento del condensatore mediante un suo opportuno abbassamento di temperatura. In figura 2.18 è rappresentato lo schema semplificato di un condensatore con torre evaporativa.

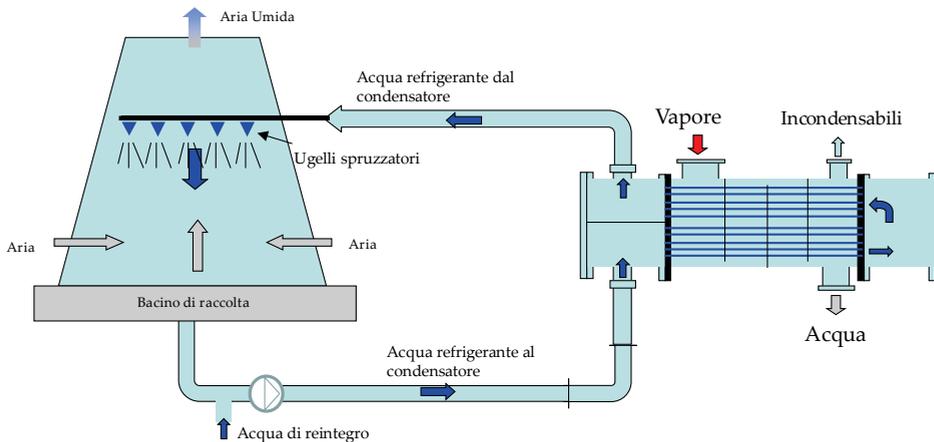


Figura 2.18. Schema semplificato di un condensatore torre evaporativa a flussi incrociati.

All'interno della torre viene fatta fluire, in maniera naturale o tramite ventilatori, l'aria ambiente che scorre in controcorrente rispetto all'acqua che piove dall'alto. L'acqua viene polverizzata da appositi ugelli spruzzatori, in modo da migliorare lo scambio termico e l'intimo contatto tra le particelle gassose e liquide. L'acqua, a contatto con l'aria, si raffredda e parte di essa vaporizza aumentando il grado di umidità dell'aria stessa (l'abbassamento di temperatura è legato al calore necessario per la vaporizzazione dell'acqua). Mentre l'aria che si è riscaldata ed umidificata viene dispersa nell'ambiente,

l'acqua raffreddata viene raccolta in un bacino ed inviata nuovamente al condensatore.

Poiché il raffreddamento dell'acqua avviene mediante l'evaporazione di una sua determinata quantità (intorno all'1-2.5%), è necessario un suo reintegro dall'esterno.

Quando l'impianto è posizionato lontano da bacini l'unico modo per realizzare la condensazione è l'impiego dei condensatori a secco, una soluzione assai più praticabile per un ciclo combinato in cui a pari potenza elettrica è molto inferiore la potenza termica da dissipare nel condensatore. Nei *sistemi a secco diretti* lo scarico della turbina di bassa pressione è collegato direttamente al condensatore raffreddato ad aria, come schematizzato in figura 2.19. La tubazione del vapore è di grande diametro ed è di norma il più possibile corta per ridurre le perdite di carico. L'aria è spinta sulle superfici di scambio da ventilatori assiali.

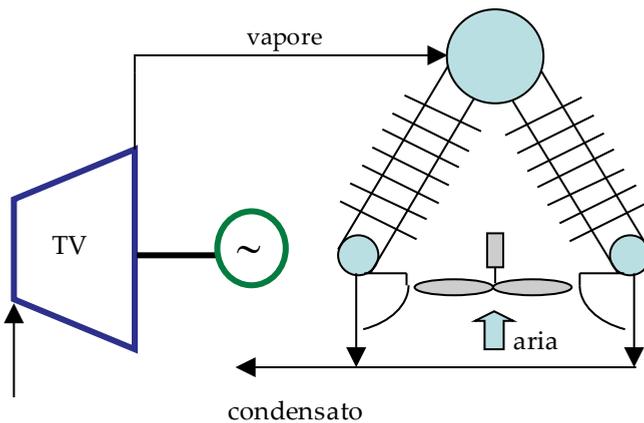


Figura 2.19. Schema di un condensatore a secco.

2.3.4 La pompa di alimento

Nei grandi impianti a vapore l'incremento di pressione non viene realizzato con un'unica pompa ma attraverso schemi più complessi che spesso prevedono più gruppi pompe disposti in parallelo. Nel caso di un impianto da 320 MW, il sistema che realizza l'incremento di pressione (dalla pressione al degasatore alla pressione di esercizio del generatore di vapore) è costituito da

tre gruppi disposti in parallelo (la portata è frazionata), ed ogni gruppo comprende una pompa radiale (figura 2.20) ed un booster (la pompa posta a monte della pompa radiale per evitare la cavitazione) posti in serie.

Booster e pompa sono mossi da un motore elettrico o alimentati da una turbina a vapore ausiliaria; è presente, inoltre, prima della pompa di alimento un variatore di velocità che consente di variare la velocità della pompa di alimento e, quindi, la portata elaborata. In figura 2.20 è schematizzata una pompa radiale a più stadi.

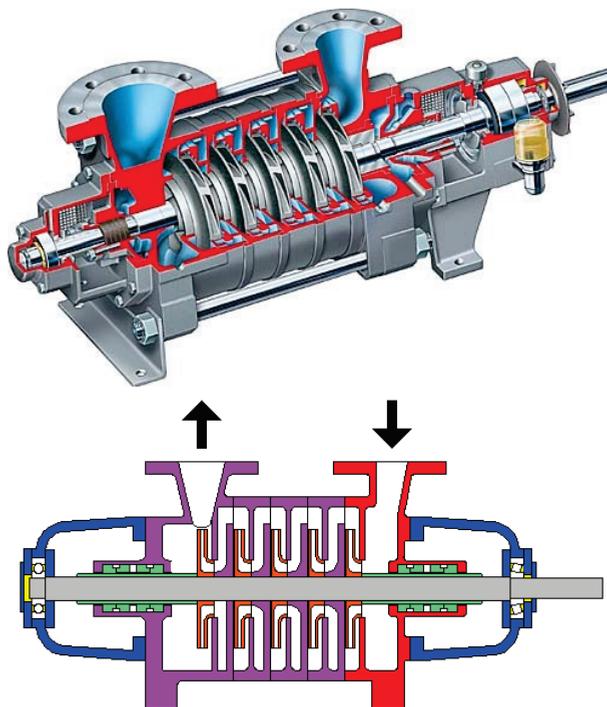


Figura 2.20. Pompa radiale a più stadi.

2.4 Cenni sulla regolazione

L'impianto a vapore risulta poco flessibile alla regolazione del carico a causa dell'elevata inerzia termica. La regolazione del carico in turbina si ottiene

variando la portata del vapore, senza ridurre per quanto possibile il salto entalpico utile.

La variazione di portata attraverso la turbina può essere ottenuta:

- per laminazione, variando, tramite valvola strozzatrice, la pressione di ammissione del vapore;
- per parzializzazione, variando le sezioni di passaggio del vapore.

La regolazione per laminazione si realizza mediante una valvola strozzatrice posta a monte della turbina nella condotta di ammissione del vapore. La laminazione ha effetti negativi sul rendimento termodinamico perché, trattandosi di una trasformazione ideale di tipo isoentalpico, provoca una degradazione dell'energia con un aumento di entropia e con conseguente diminuzione del salto entalpico utile. Si determina così una variazione delle condizioni di fine espansione (il condensatore funziona in condizioni di off-design a causa del maggior contenuto entalpico del vapore) e una variazione della portata di vapore per la diversa pressione in ingresso.

I vantaggi della regolazione per laminazione consistono nella possibilità di effettuare una regolazione continua attraverso aperture o chiusure millimetriche della valvola, nella possibilità di mantenere invariata la temperatura del vapore in ingresso e nelle ridotte sollecitazioni termiche indotte. Gli svantaggi sono legati al maggiore carico sul condensatore, alla riduzione del salto entalpico per ogni stadio che comporta una diminuzione del rendimento di espansione (infatti la riduzione della velocità media assoluta altera il rapporto u/c rispetto al valore di progetto). La laminazione è impiegata per regolazione "fine" e per transitori veloci.

La regolazione per parzializzazione (o ammissione parziale) riduce la portata di vapore lasciando invariate pressione e temperatura: per ridurre la portata si interviene sulla sezione complessiva di passaggio. Tale regolazione può essere realizzata solo su stadi ad azione (stadio Curtis) dove l'energia di pressione del fluido viene completamente convertita in energia cinetica nella parte statorica, per cui nel rotore non c'è variazione di pressione tra ingresso e uscita. I condotti di distribuzione sono riuniti in gruppi e ciascun gruppo è dotato di una propria valvola di alimentazione. Tale sistema non permette una regolazione continua e fine, date le inerzie termiche indotte.

2.5 Gli impianti a vapore ipercritici

Il rinnovato interesse sullo sviluppo degli impianti a vapore è legato sia alla necessità di diversificare le fonti energetiche primarie, sia al miglioramento delle prestazioni dei cicli combinati. Infatti, in questi ultimi, la ricerca di un sempre maggiore incremento del rendimento comporta temperature di ingresso in turbina, per le unità heavy duty, sempre più elevate, con conseguente aumento della temperatura dei gas in uscita e di calore disponibile ad alta temperatura.

Poiché l'ottimizzazione del ciclo a vapore è legata all'incremento dei parametri operativi, pressione e temperatura, l'ulteriore miglioramento delle prestazioni prevede necessariamente lo studio di impianti funzionanti oltre che con temperature superiori ai 550°C , con pressioni di esercizio superiori ai 22.1 Ma, valore corrispondente alla pressione del punto critico.

La figura 2.21 mostra un possibile ciclo a vapore con pressione supercritica. Il doppio reheat è necessario per evitare titoli troppo bassi a fine espansione.

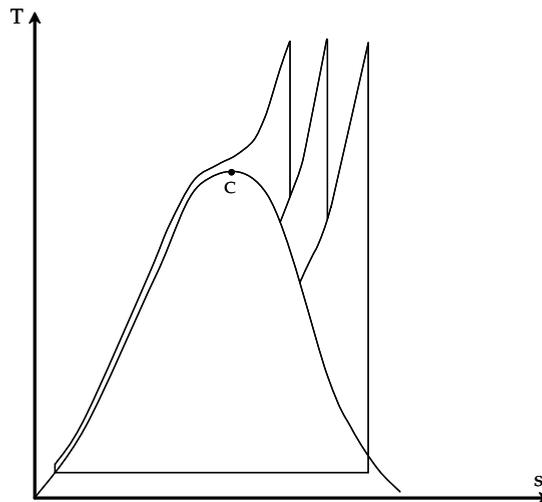


Figura 2.21. Andamento qualitativo di un ciclo supercritico con doppio reheat.

Attualmente lo stato dell'arte degli impianti supercritici, basati sull'uso del carbone, prevede temperature di esercizio di circa 600°C e pressioni superiori ai 30 MPa, con efficienze nette intorno al 45% (rispetto al potere calorifico

inferiore). Tali prestazioni sono legate allo sviluppo dei materiali impiegati nel generatore di vapore e nella turbina (superleghe a base di nichel che consentono temperature superiori ai 650°C).

I principali vantaggi di questa tecnologia possono essere riassunti nei seguenti punti:

- riduzione dei consumi (e quindi dei costi) di combustibile grazie all'incremento del rendimento termodinamico;
- riduzione, a parità di potenza, dell'emissioni di CO_2 di circa il 15% rispetto ai subcritici;
- miglioramento del comportamento nel funzionamento a carico parziale rispetto ai subcritici (la caduta di efficienza è circa la metà);
- costi d'impianto confrontabili con la tecnologia dei subcritici, e minori di altre tecnologie per l'uso "pulito" del carbone.

Il trend evolutivo degli impianti a vapore è riportato in figura 2.22.

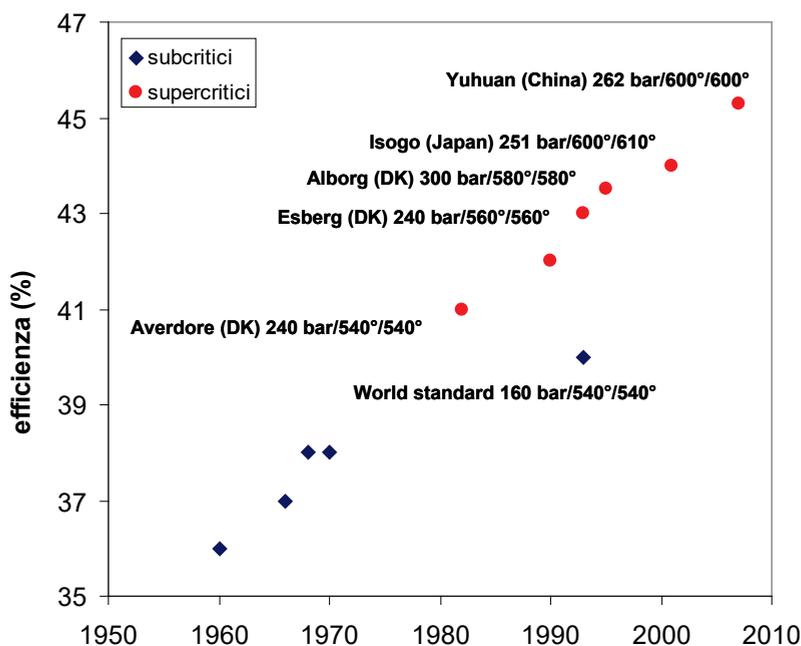


Figura 2.22. Evoluzione del rendimento globale d'impianto.

In particolare, l'efficienza è passata dal 36%, per impianti subcritici realizzati negli anni '60, al 45% dell'impianto supercritico di Yuhuan in Cina, che

prevede una pressione di esercizio di 26 Mpa, temperatura massima di 600°C, e doppio reheat. L'impianto di Yuhuan è costituito da quattro unità da 1000 MW per un totale di 4000 MW.

In ogni caso l'incremento di efficienza è legato sia al miglioramento del rendimento termodinamico del ciclo sia al miglioramento dell'efficienza dei componenti. Più specificamente i miglioramenti nelle prestazioni sono stati ottenuti attraverso:

- incremento delle temperature e delle pressioni di esercizio;
- aumento dei risurriscaldamenti e degli spillamenti rigenerativi con conseguente aumento della temperatura di fine rigenerazione (300°C);
- riduzione della potenza assorbita dagli ausiliari;
- miglioramento delle prestazioni dei singoli componenti, in particolare il generatore di vapore e la turbina.

Per quanto riguarda il generatore di vapore, date le alte pressioni di esercizio e le conseguenti maggiori temperature di vaporizzazione, la zona più critica per lo scambio termico è sicuramente la camera di combustione, dove sono posizionati i fasci tuberi vaporizzatori. Ciò comporta l'impiego di materiali che presentino caratteristiche di resistenza termica superiori a quelli normalmente impiegati nei subcritici. I materiali più indicati per pressioni di esercizio di 300 bar e temperature di esercizio di circa 600°C, sono acciai speciali come P91/T91/F92. La figura 2.23 mostra un GV supercritico.

I generatori di vapore degli USC (figura 2.23) prevedono fasci tubieri vaporizzatori disposti verticalmente con i seguenti vantaggi:

- costi contenuti e ridotta complessità di progetto;
- più semplice disegno della camera di combustione;
- minori costi e facilità di manutenzione;
- minori perdite di carico.

È da sottolineare comunque che questa disposizione è normalmente utilizzata per impianti di potenza superiore ai 400-500 MW, poiché in impianti di minore taglia, le minori portate circolanti nei tubi potrebbero ingenerare un aumento locale della temperatura di parete. Poiché il combustibile maggiormente usato negli USC è il carbone, particolare attenzione viene posta allo studio e allo sviluppo di tecnologie di combustione che ne riducano l'impatto ambientale.

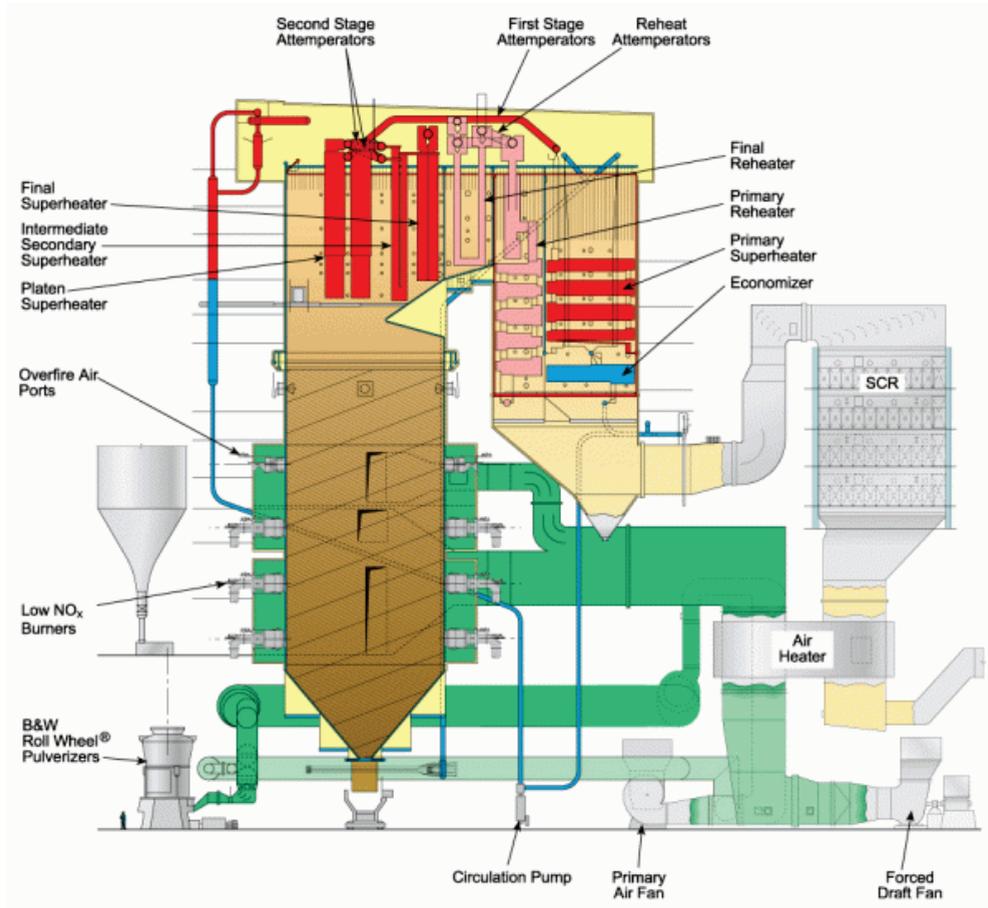


Figura 2.23. Generatore di vapore supercritico (<https://www.babcock.com>).

I recenti impianti USC alimentati a carbone hanno raggiunto rendimenti netti superiori al 47.5% e sono disponibili oggi tecnologie in grado di garantire efficienze superiori al 49.5% (è il caso dell'impianto Pingshan II, in Cina, 330 bar/670/670°C).

In conclusione, in tabella 2.4 vengono riportati i dati comparativi fra le diverse tecnologie disponibili considerando una taglia da 800 MW (doppio reheat, 8 spillamenti rigenerativi, $p_{min}=0.004$ bar).

Tabella 2.4. Confronto tra tecnologie.

	Subcritico	USC Stato dell'arte	USC Medio termine
p_{SH} (bar)	167	270	350
T_{SH}/T_{RH} (°C)	565/565	600/610	700/720
T_{H_2O} , alimento (°C)	290	290	310
T_{H_2O} , Raff (°C)	30	30	30
Consumo Carbone (t/h)	677	627	584
η_g (%)*	42.5	45.9	49.3
P_{lorda} (MW)	800	800	800

* è assunto un potere calorifico inferiore di 25 MJ/kg.

2.6 Il ripotenziamento degli impianti a vapore²⁰

La tecnica del repowering di impianti a vapore esistenti con impianti turbogas è derivata sia dalla crescente domanda di energia elettrica, sia dalla difficoltà di reperire nuovi siti per l'installazione di impianti di produzione, sia, infine, dalla possibilità, proprio attraverso questo intervento, di rivalutare dal punto di vista prestazionale impianti esistenti che, per vari motivi, presentano un decadimento delle prestazioni.

Le diverse configurazioni impiantistiche prevedono un'integrazione tra l'impianto turbina a gas e l'impianto a vapore, e tale integrazione è realizzata attraverso il recupero termico degli esausti della turbina a gas. Ciò significa che particolare attenzione va posta nella scelta della taglia del turbogas al fine di realizzare un'integrazione con l'impianto a vapore che sia termodinamicamente conveniente.

Gli schemi di repowering più comunemente realizzati sono:

- Feed Water Repowering (recupero del calore associato agli esausti della TG per il preriscaldamento dell'acqua di alimento dell'IMTV);
- Heat Recovery Repowering (recupero del calore associato agli esausti della TG per la produzione di vapore di media pressione per l'IMTV);

²⁰ DELLA VOLPE R. (2015), *Macchine*, editore: Liguori.

- Boiler Repowering (gli esausti della TG vengono utilizzati come comburente nella camera di combustione del generatore di vapore dell'IMTV);
- Riconversione in Ciclo Combinato dell'IMTV preesistente.

La scelta dello schema di repowering da impiegare dipende da una serie di parametri, tra cui:

- Taglia dell'IMTV da ripotenziare;
- Ripotenziamento da realizzare;
- Disponibilità di spazio;
- Costi d'impianto e di esercizio.

Come descritto nei precedenti paragrafi, l'installazione di una turbina a gas per il ripotenziamento di gruppi a vapore esistenti consente incrementi di potenza e di rendimento globale dei sistemi di generazione termoelettrica. L'affidabilità del sistema è garantita dall'uso di componenti largamente disponibili ed ampia diffusione industriale. Vantaggio ulteriore è quello relativo alla possibilità di sfruttamento di un sito già esistente. Le possibilità di integrazione riguardano sia impianti a vapore ad elevato rendimento (FWR e BR) che gruppi di piccola potenzialità (HRR).

Il costo unitario della potenza installata e il tempo di realizzazione degli interventi sono minori rispetto a quelli degli impianti tradizionali e la flessibilità di funzionamento è tale per cui è possibile il funzionamento separato di uno solo dei due impianti in caso di fuori servizio dell'altro.

2.6.1 Feed Water Repowering (FWR)

Il Feed Water Repowering consiste nel recupero termico del calore associato ai gas di scarico del Turbogas attraverso il preriscaldamento dell'acqua di alimento dell'impianto motore turbina a vapore. Tecnicamente tale operazione si effettua intercettando la linea rigenerativa dell'IMTV, bypassando un numero di spillamenti rigenerativi definito progettuamente attraverso opportune valutazioni energetiche.

In figura 2.24 è rappresentato lo schema funzionale della tecnica di ripotenziamento con preriscaldamento dell'acqua di alimento. In particolare, gli spillamenti rigenerativi che possono essere intercettati sono quelli che si trovano a valle del degasatore dovendo essere comunque garantita l'eliminazione dei gas eventualmente disciolti nella corrente liquida.

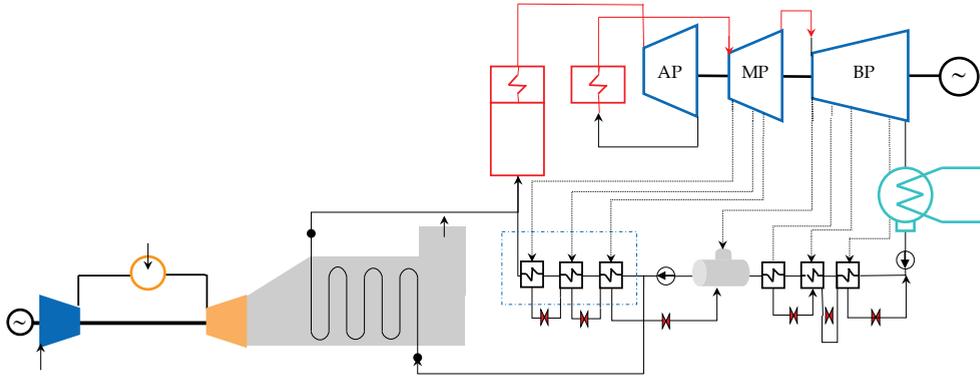


Figura 2.24. Schema funzionale del Feed Water Repowering.

Il numero degli spillamenti intercettabili è legato alla temperatura dell'acqua di alimento in ingresso al generatore di vapore ed alla necessità di contenere la conseguente riduzione del rendimento dell'impianto a vapore preesistente. Pertanto, l'acqua di alimento viene prelevata a valle della pompa di alimento ed inviata alla caldaia a recupero in cui avviene il recupero termico sui gas di scarico della turbina a gas. Tale recupero è limitato quindi sia dalla temperatura dell'acqua in uscita dalla caldaia a recupero che deve restare entro i limiti imposti dai parametri progettuali del generatore di vapore dell'impianto preesistente, sia dalle condizioni al degasatore. L'incremento di potenza della centrale nella nuova configurazione (IMTV+TG) è stimabile tra il 20% e il 30% della potenza dell'impianto base, ed è così ripartito:

- 15%-20% dovuto alla potenza del turbogas installato;
- 5%-10% legato all'incremento di potenza nell'impianto a vapore a seguito dell'aumento di portata di vapore in media e bassa pressione generata dalla chiusura degli spillamenti intercettati. Ciò significa che a parità di consumo di combustibile nel generatore di vapore, le portate di vapore nei corpi di media e bassa pressione sono maggiori rispetto a quelle di progetto. Le variazioni delle condizioni di funzionamento dell'impianto base comportano alcune verifiche sui componenti dell'impianto più sensibili alle variazioni di portata, condensatore e alternatore, e soprattutto la turbina di bassa pressione.

In particolare, se dalle operazioni di verifica risulta che la turbina di bassa pressione non è in grado di smaltire l'eccesso di portata si deve procedere o attraverso il revamping della turbina a vapore (adozione di pale più alte)

oppure attraverso la riduzione della portata di vapore nel corpo di alta pressione (riduzione della potenza termica al generatore di vapore).

In questo caso, l'incremento di potenza (repowering) è dovuto alla sola presenza del TG.

Il rendimento complessivo può aumentare solo di qualche punto percentuale (ad es. dal 40% al 42%) poiché dal punto di vista termodinamico il FWR non può considerarsi ottimale. Infatti, è possibile affermare che:

- il recupero termico dei gas di scarico è scadente, poiché esistono elevate differenze di temperatura tra i gas di scarico (540°C - 560°C) e l'acqua (al massimo può essere riscaldata fino a temperature intorno ai 270°C - 290°C): ciò comporta elevate irreversibilità di scambio termico e conseguente scadimento dell'efficienza di recupero. Inoltre, il recupero termico dei gas di scarico non è completo (cioè temperature prossime alla temperatura ambiente) in quanto spesso la caldaia a recupero è alimentata da acqua proveniente dal degasatore ($T = 150^{\circ}\text{C}$);
- il rendimento dell'impianto a vapore di base si riduce all'aumentare del numero di spillamenti intercettati. Pertanto, in fase di riprogettazione termica dell'impianto, è necessaria un'accurata valutazione del numero di spillamenti da chiudere, al fine di evitare, invece, una riduzione del rendimento globale d'impianto.

I vantaggi nell'adottare il FWR sono:

- modifiche minime all'impianto esistente: si tratta infatti di intercettare la linea di alimento in modo da deviare il flusso verso la caldaia a recupero;
- breve fermata della centrale termica esistente;
- in caso di mancato funzionamento del TG (ad es. per manutenzione) il gruppo TV può essere mantenuto in esercizio riattivando la linea rigenerativa tradizionale;
- il FWR è la tecnologia di repowering più adatta per gruppi da 150-300 MW.

2.6.2 Heat Recovery Repowering (HRR)-Produzione di vapore di media pressione

Tale sistema di Repowering consiste nel recupero del calore contenuto nei gas di scarico del turbogas per la produzione di vapore da inviare alla turbina di media pressione dell'impianto base, generando quindi un ciclo combinato

monolivello, che si aggiunge al ciclo a vapore preesistente. Infatti, con riferimento alla figura 2.25, la produzione di vapore di media pressione si ottiene prelevando un'opportuna portata di acqua di alimento a valle del degasatore e inviandola ad una caldaia a recupero ad un livello di pressione. Il vapore surriscaldato così prodotto chiude il ciclo a recupero evolvendo nei componenti dell'impianto a vapore di base (corpi di media e bassa pressione, condensatore, etc.).

Riguardo alla portata complessivamente circolante nella nuova configurazione impiantistica, essa dipende da una serie di considerazioni progettuali:

- eventuale riduzione di potenza generata in alta pressione (la portata al condensatore rimane uguale alla portata dell'impianto preesistente);
- possibilità da parte delle macchine di smaltire la portata aggiuntiva senza sensibili riduzioni dell'efficienza (in tale caso non è necessario realizzare il revamping delle turbine);
- complessità delle modifiche da apportare;
- costi d'impianto.

Come da schema di figura 2.25, i gas di scarico del TG vengono inviati al HRSG (heat recovery steam generator) per la produzione di vapore alle condizioni di reheat (usualmente $p_{RH} = 35$ bar, prossima alla pressione ottimale per un ciclo combinato monolivello per TG industriali di larga diffusione con temperatura dei gas di scarico di $540^{\circ}\text{-}560^{\circ}\text{C}$, e $T_{RH} = 540^{\circ}\text{C}$) del ciclo a vapore preesistente.

Il vapore prodotto nel HRSG alle condizioni di risurriscaldamento del ciclo a vapore viene inviato, insieme al vapore surriscaldato proveniente dal re-heater del GV, ai corpi di media e bassa pressione della turbina a vapore.

A parità di portata di vapore in alta pressione (cioè a parità di consumo di combustibile nel generatore di vapore) si verifica un incremento di portata in turbina, nei corpi di media e bassa pressione, e di conseguenza un incremento di potenza.

Gli incrementi di potenza ottenuti sono confrontabili con quelli del Feed Water Repowering e cioè variabili nel range 20%-35%. Tali limiti dipendono sia dalla possibilità delle macchine di smaltire l'incremento di portata e potenza, sia dalla scelta della taglia del turbogas più conveniente dal punto di vista termodinamico. L'incremento di rendimento dell'impianto ripotenziato è stimabile in 1%-2%.

Dal punto di vista termodinamico il recupero termico non è ottimale poiché, essendo per pressioni intorno ai 35 bar la temperatura di vaporizzazione di circa 250°C, esistono elevati gradienti di temperatura nella caldaia a recupero, e quindi forti irreversibilità.

I vantaggi nell'adottare l'Heat Recovery Repowering sono:

- modifiche minime all'impianto esistente. Inoltre, le linee di collegamento tra centrale e caldaia a recupero, e HRSG operano a pressione moderata;
- breve fermata della centrale termica esistente.

In caso di mancato funzionamento del TG (ad es. per manutenzione) il gruppo TV può essere mantenuto in esercizio con le caratteristiche originarie.

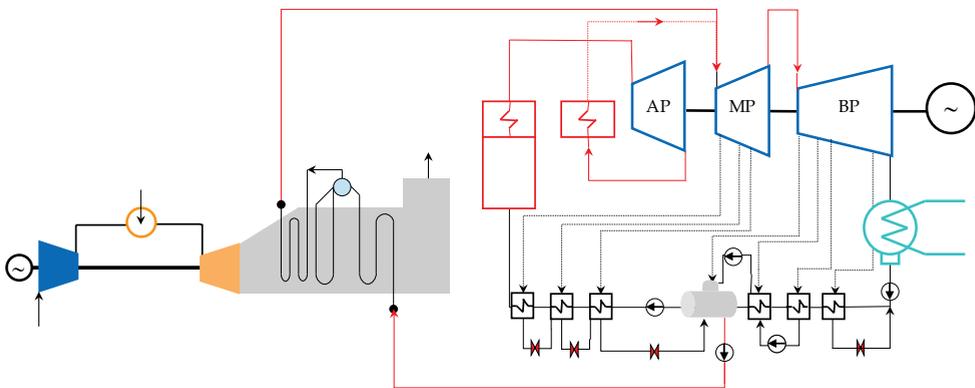


Figura 2.25. Schema funzionale del Heat Recovery Repowering.

2.6.3 Boiler Repowering (BR)-Gas di scarico TG come comburente nel Generatore di Vapore

In figura 2.26 è riportato lo schema del Boiler Repowering.

I gas di scarico del TG, ricchi di ossigeno (circa il 16%÷18% in peso), vengono inviati al sistema di bruciatori del generatore di vapore, in cui sostituiscono totalmente o parzialmente l'aria primaria inviata dai ventilatori. pertanto, la TG svolge la funzione di ventilatore premente e preriscaldatore d'aria.

L'elevata temperatura dei gas di scarico (540-560°C) e quindi il loro elevato contenuto entalpico consentono di ridurre il consumo di combustibile del

generatore di vapore poiché, a parità di potenzialità termica della caldaia, il comburente si trova già a temperatura elevata.

Il recupero termico dei gas di scarico risulta quindi di qualità elevata, e si traduce in un risparmio netto di combustibile.

Gli interventi da realizzare sul generatore di vapore sono però sostanziali, in seguito alla maggiore portata del comburente, costituita sia dall'ossigeno dovuto all'eccesso d'aria, sia dai prodotti della combustione. Si tratta quindi di ridisegnare tutti i condotti in relazione alle nuove portate, e di intervenire, se necessario, sulle superfici di scambio termico.

Gli incrementi di potenza ottenibili sono stimabili intorno al 35%-40% e quindi superiori alle precedenti soluzioni di repowering. Tali valori, dovuti unicamente alla presenza del TG, dipendono dal fatto che la potenza termica sviluppata dall'ulteriore combustione dei gas di scarico nel generatore di vapore deve essere 2.3-2.5 volte la potenza termica sviluppata nella camera di combustione della turbina a gas. In tali condizioni operative la potenza elettrica ottenibile dal ciclo a vapore è pari a 2-2.5 volte quella del TG.

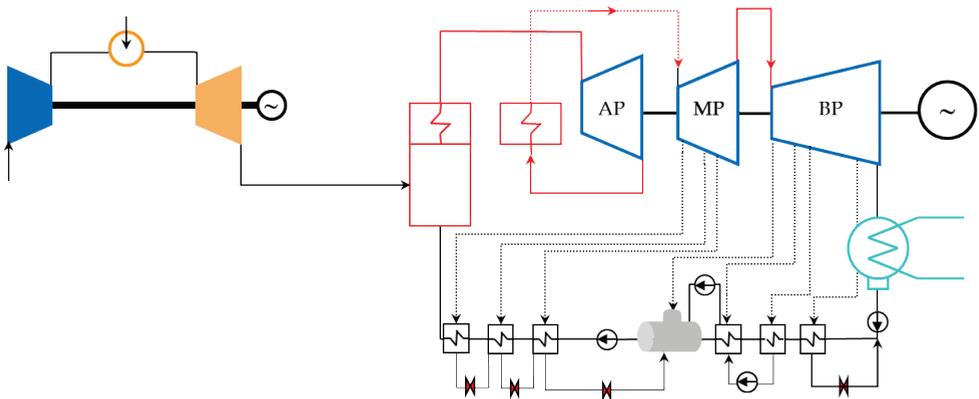


Figura 2.26. Schema funzionale di Boiler Repowering.

Sulla base dell'analisi svolta si può affermare che i vantaggi del Boiler Repowering sono:

- gli incrementi di rendimento ottenibili, che risultano molto più significativi di quelli relativi al FWR e al HRR fired, grazie al migliore recupero termico dei gas di scarico. Il rendimento globale può raggiungere il 45%-47%;

- la riduzione delle emissioni di ossidi di azoto dovuta alla presenza nei gas di scarico della TG, utilizzati come comburente, di gas inerti (N_2 e CO_2) che riducono la temperatura adiabatica di fiamma.

Per contro risulta che:

- il recupero termico dei gas combusti del generatore di vapore non è ottimale, mancando il preriscaldamento dell'aria comburente. Si può pensare di completare il recupero termico preriscaldando l'acqua di alimento in parallelo con i preriscaldatori esistenti, a valle del degasatore;
- gli interventi sull'impianto sono molto più gravosi sia in termini di costi sia di tempi di realizzazione.

Per tali considerazioni il Boiler Repowering risulta conveniente quando è richiesta la sostituzione del GV.

2.7 Tecniche di abbattimento delle emissioni inquinanti

Come rilevato, il rinnovato interesse verso gli impianti a vapore è anche legato alla possibilità di utilizzare combustibili poco pregiati (liquidi come gli oli pesanti, e solidi) dal momento che tali impianti sono a combustione esterna. Ciò comporta però, in generale, un maggiore impatto ambientale legato in particolare alla produzione di particolato, ossidi di azoto (NO_x) e ossidi di zolfo (SO_x).

Le tecniche di ottimizzazione delle prestazioni dei sistemi al fine di ottenere migliori rendimenti di conversione e quindi più bassi costi di produzione dell'energia, non sono più sufficienti oggi a definire la bontà di un impianto, ma diventa fondamentale, nell'ottica di un corretto concetto di sviluppo sostenibile, anche la valutazione del suo impatto ambientale.

In relazione al generatore di vapore ed al combustibile impiegato la concentrazione di particolato nei gas combusti può variare da circa 1000 mg/Nm^3 fino ad oltre 4000 mg/Nm^3 . Per impianti di media taglia i limiti di emissione per il particolato sono fissati in 30 mg/Nm^3 ; pertanto, per rispettare tali limiti sono richiesti impianti di abbattimento con efficienza almeno del 95%.

Per quanto riguarda la concentrazione degli NO_x , in impianti con generatori a vapore tradizionali essa è di circa $500\text{-}2000 \text{ mg/Nm}^3$, mentre nel caso di combustori a letto fluido essa si abbassa a valori di circa $100\text{-}300 \text{ mg/Nm}^3$,

essendo invece i limiti previsti dalla normativa pari a 200 mg/Nm^3 . I sistemi di abbattimento dovranno quindi avere efficienze di rimozione fino al 90%.

Il tenore di SO_x è direttamente dipendente dalla concentrazione di zolfo nel combustibile e può variare da circa 1000 mg/Nm^3 per combustibili con 0.5% di zolfo fino a circa 10000 mg/Nm^3 , per combustibili con il 5% di zolfo. Poiché i limiti previsti dalla normativa sono pari a 200 mg/Nm^3 , a seconda della taglia dell'impianto i sistemi di abbattimento dovranno avere efficienze di rimozione fino al 98%.

Il controllo delle emissioni inquinanti appena elencate può essere effettuato, a seconda dei casi, a monte o a valle della combustione oppure durante la combustione stessa.

2.7.1 Abbattimento del particolato

Per particolato si intende il complesso di particelle sottili contenute nei gas combusti, derivanti principalmente dalle ceneri contenute nei combustibili e da residui carboniosi derivanti da difetti di combustione. L'ottimizzazione della fase di combustione permette di ridurre la presenza dei residui carboniosi; pertanto, la quantità di particelle presenti è costituita principalmente dalla quantità delle ceneri più leggere trasportate dai fumi (fly ash). I principali sistemi di abbattimento delle polveri sono: i precipitatori elettrostatici, i filtri a maniche e i collettori meccanici.

Precipitatori elettrostatici (Electrostatic Precipitator ESP)

I precipitatori elettrostatici sono costituiti da piastre affacciate all'interno delle quali sono posizionati fili metallici in modo da generare un campo elettrico (le piastre sono il polo positivo mentre il filo metallico è l'elettrodo negativo, figura 2.27) mediante l'applicazione di una differenza di potenziale adeguata (40-60 kV). Il campo elettrico così generato ionizza il gas che lo attraversa.

Gli ioni negativi durante il percorso verso il polo positivo caricano negativamente le particelle solide che, quindi, vengono attratte dalle piastre sulle

quali scaricano la loro carica precipitando in un'apposita tramoggia situata alla base del precipitatore.

I parametri di funzionamento del precipitatore elettrostatico sono la superficie di raccolta, la portata di gas e la velocità (velocità di drift) con cui le cariche migrano verso le piastre (che dipende dalla resistività delle particelle solide).

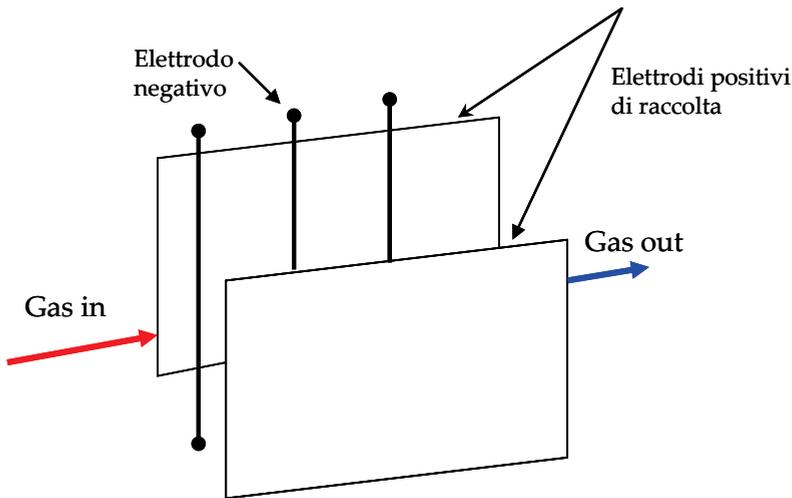


Figura 2.27. Schema funzionale di un ESP.

Per la valutazione dell'efficienza di tali sistemi sono state sviluppate diverse relazioni empiriche, tra cui quella di Deutsch-Anderson:

$$\varepsilon_{ESP} = 1 - e^{-\frac{v \cdot A}{\dot{V}}} \quad (2.8)$$

dove:

v velocità di drift

A superficie di raccolta

\dot{V} portata volumetrica gas combusti

Dalla relazione 2.8 si deduce che l'efficienza di rimozione cresce al crescere della superficie di captazione e della velocità di drift e decresce all'aumentare della portata di gas. In particolare, la velocità di drift dipende strettamente dalla resistività elettrica delle particelle solide, essendo più elevata per basse resistività. La resistività, a sua volta, raggiunge un massimo per

temperature dei fumi intorno ai 180-250°C, per cui diventa conveniente lavorare a temperature lontane da tali valori (ESP *cold* e ESP *hot*). La figura 2.28 mostra lo schema di un precipitatore elettrostatico.

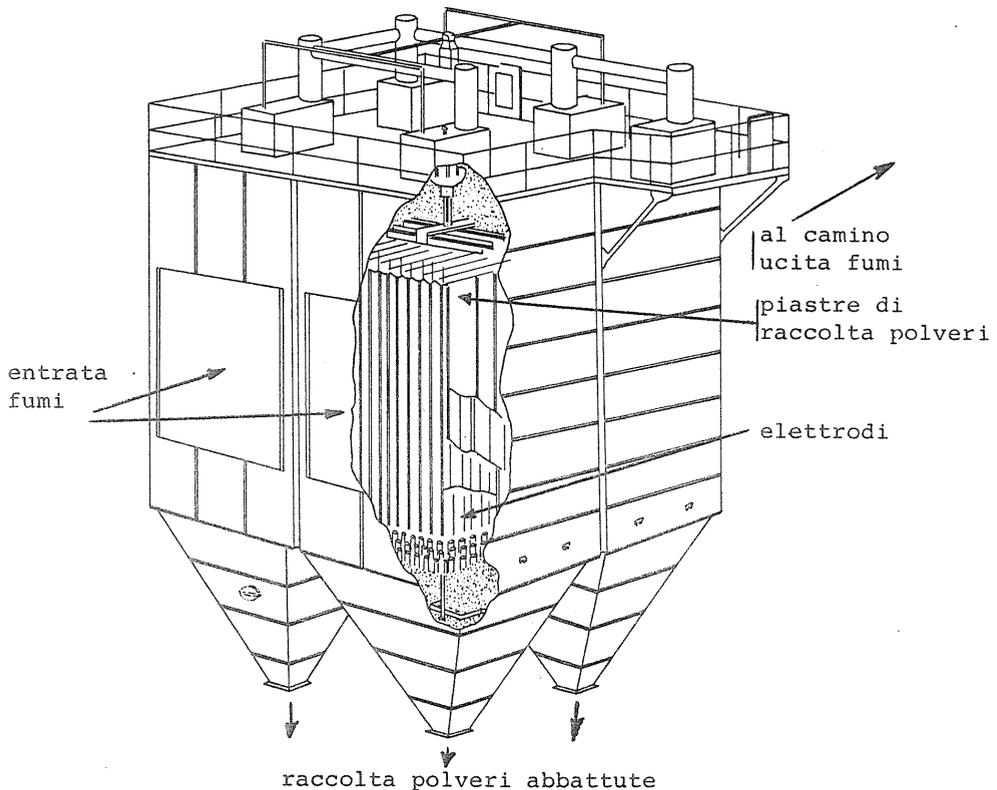


Figura 2.28. Precipitatore elettrostatico.

I vantaggi dei precipitatori elettrostatici sono:

- elevata efficienza di rimozione anche su particelle fini ($3-10\ \mu\text{m} > 99\%$);
- ridotta perdita di carico del gas: la velocità di attraversamento del gas nel precipitatore è infatti molto ridotta (sempre $< 5\ \text{m/s}$) e le perdite di carico aggiuntive sono trascurabili;
- passaggio di corrente (quindi l'energia spesa nel trattamento) è circa proporzionale al flusso di solido separato e non alla portata di gas: quindi è un sistema adatto al trattamento di grosse portate di gas;
- possibilità di operare con temperature relativamente elevate (fino a circa 650°C).

Gli svantaggi sono legati a:

- necessità assoluta di prevenire la presenza nei fumi di composti incombusti, data la possibile formazione di archi elettrici;
- scarsa efficienza se usati con combustibili a basso tenore di zolfo, che producono ceneri ad alta resistività elettrica ($> 1010 \text{ ohm}\cdot\text{cm.}$). In tal caso viene iniettato zolfo (SO_3 o H_2SO_4) che determina un abbassamento della resistività.
- costo elevato.

Filtri a maniche (Fabric Filters FF)

Altro sistema usato per la separazione dai fumi delle particelle solide sospese, è quello del semplice filtraggio dei fumi stessi. Tale filtraggio avviene costringendo i fumi ad attraversare una serie di elementi, costituenti il sistema, realizzati con propilene o teflon e rinforzati con lana di vetro (Figura 2.29).

Quando le perdite di carico, legate alla cattura delle particelle all'interno degli elementi filtranti, diventano particolarmente elevate, si procede alla pulizia dei filtri stessi. Questa operazione può essere eseguita con diverse modalità, quali: inversione del flusso del gas, azione combinata di inversione del flusso e scuotimento e impulso di aria compressa all'interno dei filtri.

Gli FF permettono la cattura di particelle di granulometria molto piccola, funzionano normalmente con temperature di esercizio inferiori a 150°C , e con un'efficienza che supera il 99%. È, comunque, particolarmente importante controllare il grado di umidità dei gas che, per valori elevati, potrebbe rendere troppo compatte le ceneri e rendere difficoltose le operazioni di pulizia dei filtri.

I costi di investimento sono paragonabili a quelli degli ESP, mentre i costi di esercizio sono più alti, data la vita limitata dei filtri. Comunque, per la loro peculiarità, già citata, di catturare particelle anche di piccola dimensione, gli FF sono elencati fra le tecnologie di avanguardia.

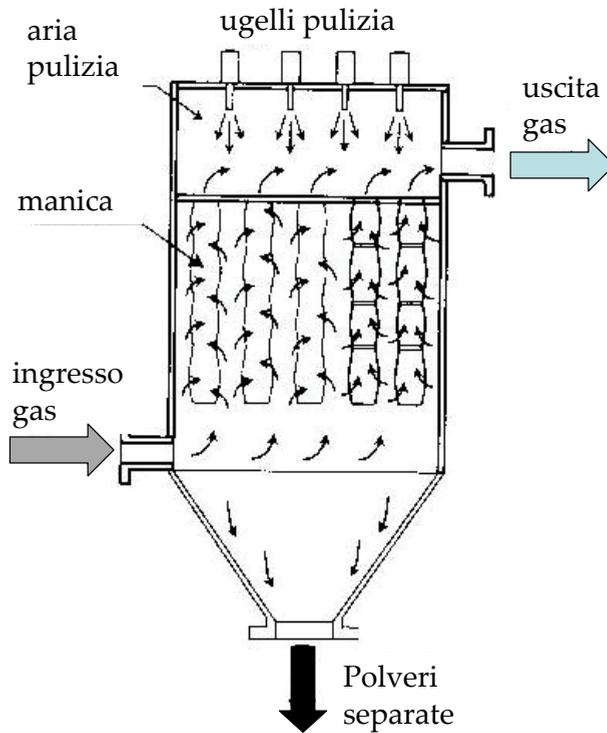


Figura 2.9. Filtri a maniche.

Separatori centrifughi (Cicloni)

Il collettore meccanico a ciclone è usato per la sua semplicità di funzionamento ed i bassi costi di esercizio. In questi sistemi, rappresentati in figura 2.30, la separazione delle particelle avviene per centrifugazione, ovvero in base al moto vorticoso imposto alla corrente gassosa dalla geometria del ciclone. I cicloni sfruttano l'azione della forza centrifuga, per effetto della quale le particelle solide urtano contro la superficie laterale del ciclone, scivolano verso il basso per effetto della forza di gravità e vengono raccolte in una tramoggia.

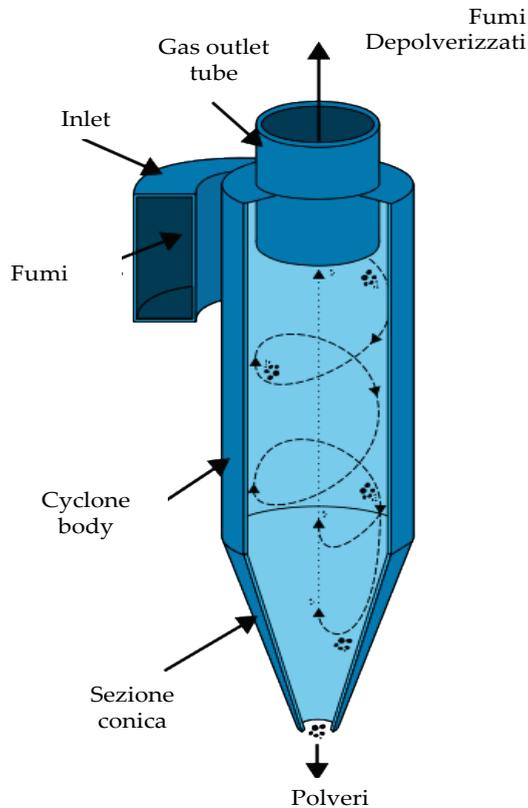


Figura 2.30. Ciclone.

Sono fra i sistemi di separazione delle polveri di più largo impiego, per:

- l'assenza di organi in movimento, il limitato ingombro, il basso costo di installazione e di gestione, il funzionamento in continuo e la possibilità di operare entro ampi intervalli di pressioni e di temperature;
- il grosso svantaggio è legato alla bassa efficienza di rimozione (90%), la quale è fortemente influenzata dalle dimensioni del particolato stesso.

I cicloni, basando la loro efficienza sulla velocità di rotazione dei gas, risentono notevolmente delle variazioni della portata e dovrebbero essere installati solo su flussi a portata del gas costante.

Per far fronte a questo inconveniente e mantenere costante la velocità di ingresso del gas nel ciclone, si ricorre al montaggio di deflettori a farfalla che variano la sezione di ingresso e di conseguenza regolano la velocità del gas. Per aumentare l'efficienza di separazione, soprattutto su particelle fini, è

possibile utilizzare i cicloni con spruzzatori di acqua all'interno. La dimensione delle gocce è una variabile che influenza l'efficienza della depolverazione.

Data l'impossibilità di separare particelle di fine granulometria tali sistemi sono generalmente usati per operazioni di pretrattamento del gas.

Separatori ad umido (Scrubbers)

Gli scrubbers (figura 2.31) sono caratterizzati da rendimenti di rimozione del particolato molto elevati (99%), realizzando, allo stesso tempo, il raffreddamento dei fumi.

Tali separatori imprimono elevate velocità (60-100 m/s) alla corrente gassosa ed al liquido attraverso l'impiego di condotti Venturi, nei quali in corrispondenza della sezione di gola si raggiungono le massime velocità e quindi le minori pressioni.

L'acqua iniettata a monte del condotto si divide in piccole gocce che possono catturare anche le particelle solide di dimensioni molto piccole.

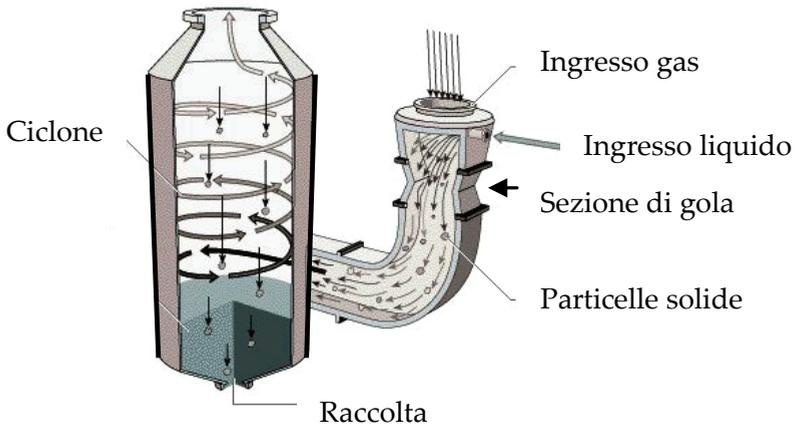


Figura 2.31. Separatore ad umido.

2.7.2 Abbattimento degli ossidi di azoto

Le tecnologie per la riduzione delle emissioni di NO_x presenti nei fumi provenienti dagli impianti termoelettrici possono ricondursi a due tipologie d'intervento, la prima basata sul controllo della combustione (interventi primari di denitrificazione), volta a limitare quindi la loro formazione, la seconda invece basata sul trattamento dei fumi prima della loro immissione in atmosfera (interventi secondari di denitrificazione).

In generale, gli ossidi di azoto che si formano durante il processo di combustione sono di tre tipi:

- thermal NO_x , dovuti a dissociazione e successiva ossidazione per via termica dell'azoto molecolare contenuto nell'aria comburente;
- prompt NO_x , generati immediatamente nella zona di fiamma per reazione dell'azoto con i radicali degli idrocarburi;
- fuel NO_x , dovuti all'azoto presente nel combustibile non in forma molecolare ma legato chimicamente, che alle alte temperature si dissocia e si ossida in NO. Questi NO veloci ("prompt") sono responsabili di un livello di fondo che viene ridotto con una premiscelazione accurata ed un rapporto di miscela magro e molto omogeneo. Tale livello è valutabile tra 15 e 30 ppm.

Poiché gli impianti a vapore sono alimentati soprattutto a combustibili solidi e liquidi (che possono contenere azoto), la formazione di NO_x è legata prevalentemente ai fuel NO_x .

È evidente che i sistemi che mirano alla riduzione degli ossidi di azoto durante la fase di combustione sono generalmente più semplici e meno costosi rispetto a quelli che intervengono a valle della combustione stessa.

Non sempre, però, gli interventi primari sono tali da permettere il rispetto dei limiti normativi (tale limite per gli NO_x è pari a 200 mg/Nm^3 in impianti di potenza termica nominale $> 500 \text{ MW}$), soprattutto nelle centrali alimentate a carbone o ad olio combustibile. In tali circostanze si ricorre anche alle soluzioni che intervengono a valle del processo di combustione, depurando i gas combusti dagli NO_x prima del loro rilascio in atmosfera.

a) Riduzione delle emissioni di NO_x mediante controllo della combustione

Nel caso delle tecnologie basate sul controllo della combustione, gli interventi individuati riguardano la riduzione della temperatura massima, il tempo di residenza e sul rapporto aria-combustibile.

Le tecnologie più importanti e mature sono:

- fuel staging (combustione a stadi con frazionamento del combustibile);
- air staged combustion (combustione a stadi con frazionamento dell'aria).

Fuel staging

La tecnologia del reburning o combustione a stadi con frazionamento del combustibile è quella più impiegata per la maggiore efficacia di riduzione degli NO_x.

Il principio di funzionamento si basa sui due interventi combinati per il controllo della formazione degli ossidi di azoto in sede di combustione: i) riduzione della concentrazione di ossigeno in vicinanza della fiamma, realizzando una combustione ricca, ii) riduzione della temperatura di combustione. Come si può vedere in figura 2.32, nella zona dove avviene la combustione primaria il rapporto aria/combustibile è prossimo al valore stechiometrico (leggermente superiore), per cui la produzione di NO_x è minore rispetto a quella che si avrebbe nelle tipiche condizioni di funzionamento.

Nella zona di combustione secondaria, il combustibile brucia in difetto d'aria, formando, quindi, radicali idrocarburici che reagiscono con l'ossido d'azoto formatosi precedentemente in zona primaria trasformandolo in azoto molecolare e in piccole quantità di ammoniaca. La combustione si completa nella zona di *overfire air* dove la formazione degli NO_x è inibita dalla bassa temperatura di combustione legata alla forte diluizione in aria. In questo modo, in nessuna zona della camera di combustione si verificano i picchi di temperatura responsabili della formazione degli NO_x.

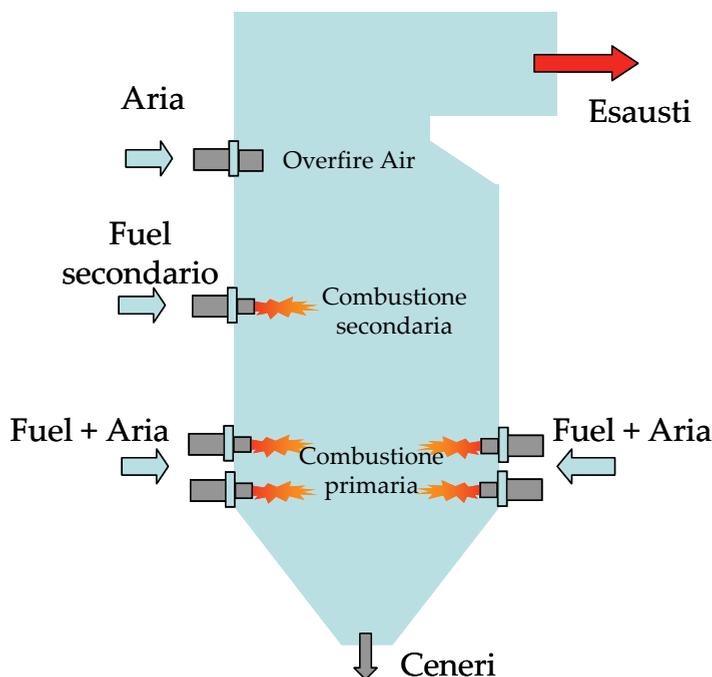


Figura 2.33. Schema della combustione a stadi.

Air staged combustion

Il principio di funzionamento si basa sui criteri già ricordati per il *fuel-staging*, solo che rispetto a tale tecnica il frazionamento riguarda la ripartizione dell'aria comburente. Tale tecnica, utilizzata in particolare negli impianti a vapore a polverino di carbone, può riguardare sia la caldaia che i singoli bruciatori (low- NO_x burners). Nel bruciatore rappresentato in figura 2.34 la zona centrale della fiamma si trova ad alta temperatura in condizioni sottostechiometriche, in modo da consentire la formazione di radicali idrocarburi che reagiscono con gli NO_x formati neutralizzandoli, e successivamente bruciano a bassa temperatura grazie all'immissione dell'aria secondaria e terziaria.

La riduzione degli NO_x attraverso tali sistemi è dell'ordine del 30-60% rispetto ai combustori tradizionali; pertanto, per rispettare i limiti imposti (200

mg/Nm³) si rende necessario il ricorso a sistemi di denitrificazione dei fumi a valle della combustione.

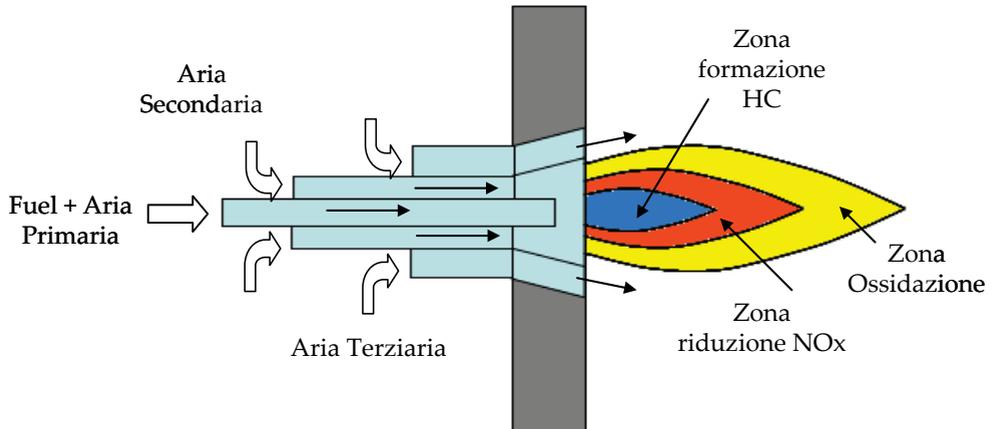


Figura 2.34. Bruciatore low-NO_x.

b) Riduzione delle emissioni di NO_x a valle della combustione

Il processo di SCR (Selective Catalytic Reduction) realizza la riduzione degli ossidi di azoto ad azoto molecolare (N₂) ed acqua (H₂O), mediante l'aggiunta di ammoniaca (NH₃) o di urea (CH₄N₂O), che fungono da agenti riducenti.

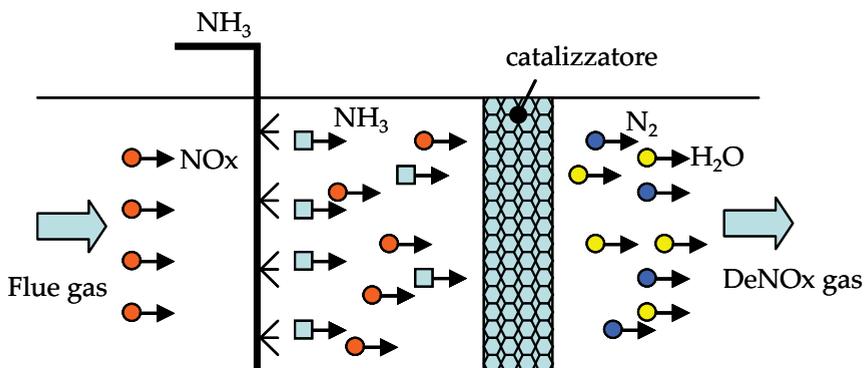


Figura 2.35. Schema del processo SCR.

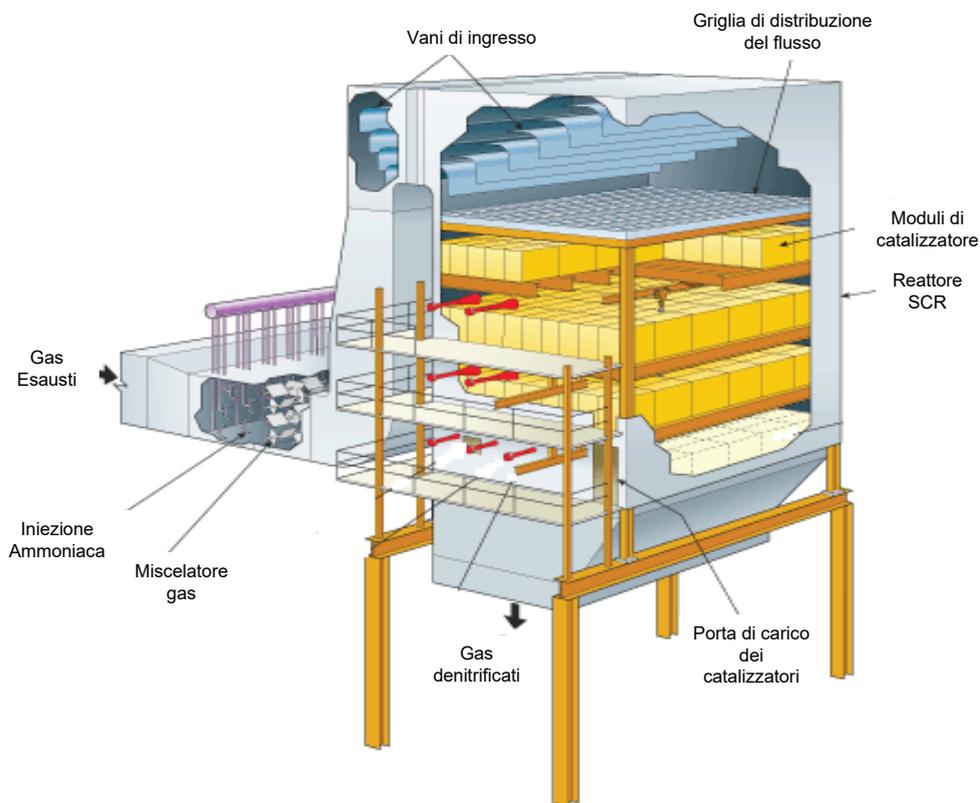
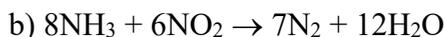


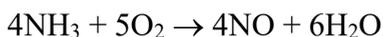
Figura 2.36. Schema funzionale di un Selective Catalytic Reactor.

La cinetica delle reazioni chimiche di riduzione è agevolata dall'utilizzo di un apposito catalizzatore (metalli, ossidi metallici) che serve a garantire un adeguato grado di conversione dei reagenti nei prodotti finali, nel range di temperature comprese tra 250°C e 450°C. In figura 2.35 è rappresentato uno schema semplificato del processo SCR, basato sull'iniezione di ammoniaca. Le reazioni di riduzione che avvengono nel sistema sono (l'ossigeno è presente nei gas combusti poiché la combustione avviene in eccesso d'aria):



Poiché gli NO_x presenti nei gas combusti sono costituiti per oltre il 90% dal monossido di azoto e per circa il 5% dal biossido di azoto, le reazioni b) e c) rivestono un ruolo secondario nel processo di riduzione SCR.

In presenza di temperature superiori a 450°C (il catalizzatore opera nella finestra termica 250°-350°C) la reazione di ossidazione dell'ammoniaca può prevalere rispetto a quelle di riduzione:



Tale reazione è ovviamente indesiderata in quanto determina un decremento del rendimento di conversione degli ossidi di azoto.

In figura 2.36 è riportato un sistema SCR nel quale sono visibili i componenti fondamentali.

2.7.3 Abbattimento degli ossidi di zolfo

La rimozione degli SO_x, prodotti dai combustibili ricchi di zolfo, normalmente usati negli impianti a vapore, può avvenire con sistemi e modalità diverse a seconda del tipo di generatore di vapore utilizzato. Abbiamo infatti precedentemente accennato alla peculiarità dei combustori a letto fluido che, dato il loro principio di funzionamento, consentono la riduzione degli ossidi di zolfo già durante la fase di combustione.

Negli impianti con bruciatori a polverino di carbone o a olio pesante tale modalità di cattura non è praticabile; pertanto, vengono usate tecniche di abbattimento a valle della combustione.

Il sistema Wet Scrubber

Il sistema Wet Scrubbers (depuratori a umido) più comunemente usato è quello schematizzato in figura 2.37, e nella sua azione di abbattimento della SO₂ esso può raggiungere efficienze del 95%.

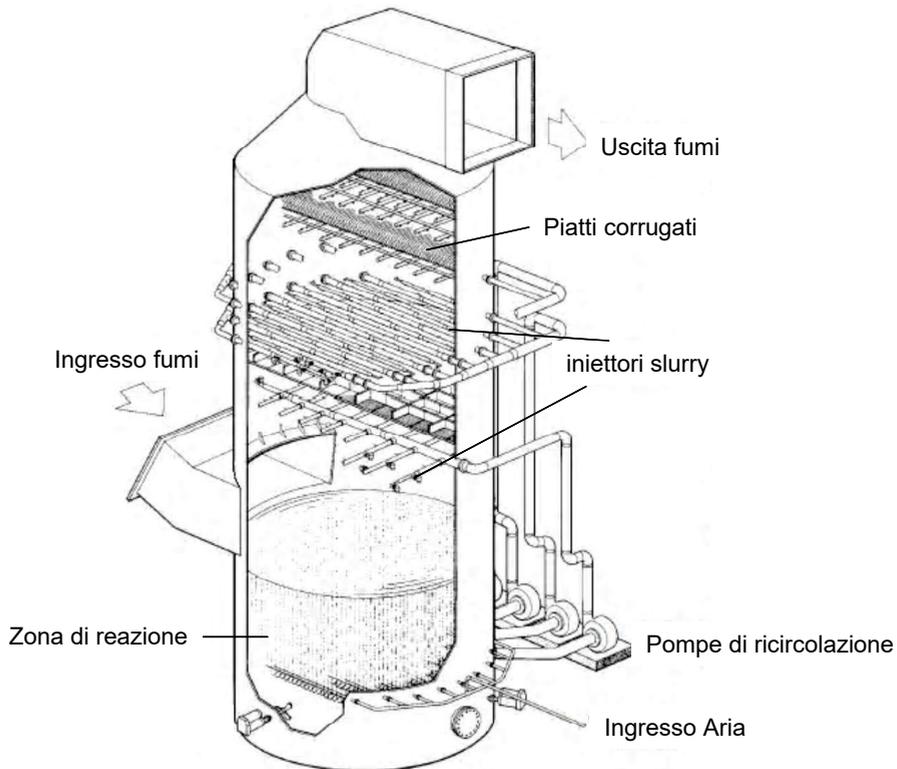


Figura 2.37. Sistema di rimozione dei composti solforati ad umido.

Come quasi tutti gli altri sistemi di desolforazione esso basa la sua azione di riduzione degli ossidi di zolfo presenti nei fumi sull'uso di un "sorbente chimico" che normalmente è un composto del calcio ma che può anche essere un composto a base di sodio o di magnesio.

I composti del calcio usati negli wet scrubbers possono essere il calcare, la dolomite o la calce idrata. L'elemento più a basso costo, e per questo il più comunemente usato negli scrubbers, è il calcare (CaCO_3 , limestone).

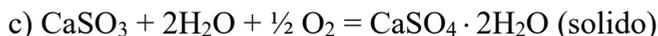
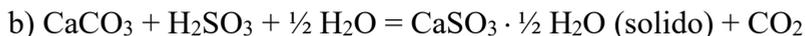
Come rappresentato in figura, i fumi, ad una temperatura compresa fra i 120 ed i 180°C, vengono immessi nello scrubber dal basso e durante la loro risalita vengono investiti da una soluzione acquosa di limestone (slurry). Per aumentare la miscelazione gas-slurry, quest'ultimo viene opportunamente nebulizzato attraverso ugelli spruzzatori. In questa fase, oltre al raffreddamento del gas, si realizza la riduzione di una cospicua parte di SO_2 .

Le reazioni intermedie che avvengono danno origine a ioni bisolfito (HSO_3^-), ioni bicarbonato (HCO_3^-) e CO_2 . I fumi dopo essere stati investiti dallo slurry, nella loro ascesa attraverso lo scrubber, incontrano uno spazio libero che consente alle gocce più pesanti di slurry di liberarsi dalla corrente gassosa e precipitare, e successivamente una zona (piatti corrugati) nella quale avviene la separazione della loro componente umida che a sua volta gocciola verso il sottostante bacino di raccolta e reazione.

In questa zona l'acqua, il carbonato di calcio e la sulfite, reagendo producono il solfito di calcio emiidrato ($\text{CaSO}_3 \cdot 1/2\text{H}_2\text{O}$).

Nella quasi totalità dei casi, nel bacino di reazione viene inviata aria per cui il solfito di calcio in presenza di acqua e ossigeno da origine al solfato di calce diidrato ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$: gesso).

In conclusione, le reazioni globali di cattura e riduzione della SO_2 , si possono scrivere:



I fumi in uscita dallo scrubber contengono residui di SO_2 che, reagendo con l'ossigeno presente nei fumi stessi, si trasformano in SO_3 i quali, reagendo con l'acqua presente, originano un composto altamente corrosivo come l'acido solforico. Per ovviare a tutto ciò i condotti che portano al camino sono rivestiti di materiale resistente alla corrosione.

2.7.4 Disposizione dei sistemi di abbattimento

La disposizione in linea dei sistemi di abbattimento dei fumi dipende dalla scelta delle loro particolari condizioni operative. In figura 2.38 sono descritte tre possibili configurazioni impiantistiche in cui la posizione del denitrificatore (SCR) è legata alla scelta della temperatura di funzionamento del precipitatore elettrostatico.

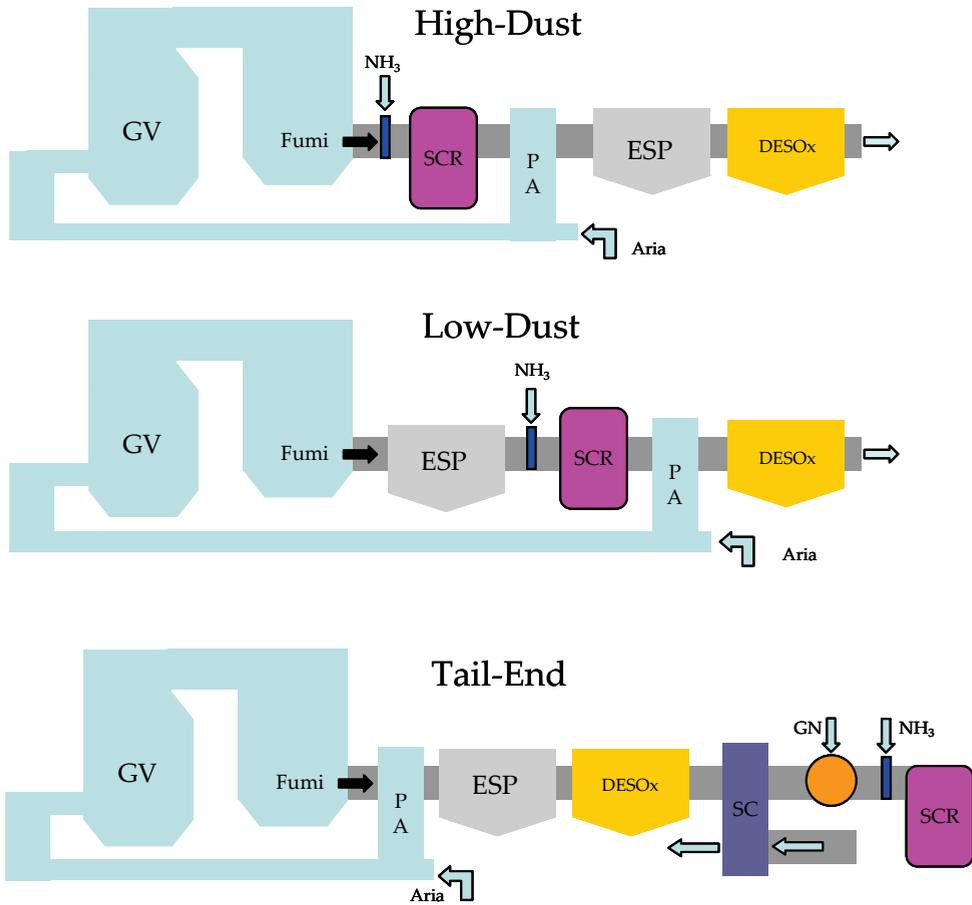


Figura 2.38. Possibili configurazioni della linea di trattamento dei fumi. GV, generatore di vapore, SCR, selective catalytic reactor, PA, preriscaldatore d'aria, ESP, electrostatic precipitator, DESOx, desolforatore, SC, scambiatore di calore.

Nel primo schema (HIGH-DUST) l'SCR è posto tra i fasci tubieri economizzatori ed il preriscaldatore d'aria (PA). In tale posizione l'SCR funziona a temperature di circa 300°C, ottimali per il catalizzatore, anche se la presenza di polveri e ossidi di zolfo ne impone periodiche operazioni di pulizia e ne riduce la vita utile (formazione di solfato di ammonio). Tale disposizione, per la sua semplicità, è comunque la più diffusa, anche se l'SCR va sostituito frequentemente con conseguente aggravio dei costi di esercizio.

Nella seconda configurazione (LOW-DUST) l'SCR è posto immediatamente a valle del precipitatore elettrostatico, ed è quindi preservato da sporcamiento ed erosione. Tuttavia, le temperature a cui si trova ad operare l'ESP (circa 300°C) richiedono costi più elevati sia per il componente che per la sua manutenzione.

Nella terza configurazione (TAIL-END) la depolverazione e desolforizzazione avvengono a bassa temperatura (sono posti a valle del PA), per cui il catalizzatore dell'SCR opera in assenza di zolfo e polveri. È necessario comunque aumentare la temperatura dei fumi attraverso recuperi termici sui fumi già depurati e la presenza di un combustore aggiuntivo alimentato da gas naturale.

CAPITOLO 3

L'IMPIANTO MOTORE TURBINA A GAS

3.1 Descrizione del sistema

L'affermazione della tecnologia delle turbine a gas nei sistemi di conversione dell'energia è legata alla loro flessibilità di esercizio, alla possibilità di impiego in più campi di applicazione, data la vasta gamma di potenze installate, ed alla semplicità costruttiva. Sebbene il principio di funzionamento di tali sistemi fosse noto già da diversi decenni, il loro impiego come impianti per la produzione di potenza è stato possibile solo attraverso l'ottimizzazione dei componenti, in particolare compressore e turbina, ottenuta con lo sviluppo di complessi modelli 3D per il calcolo termofluidodinamico dei flussi palari.

In figura 3.1 è riportato lo schema di funzionamento di un impianto motore turbina a gas (IMTG) a circuito aperto.

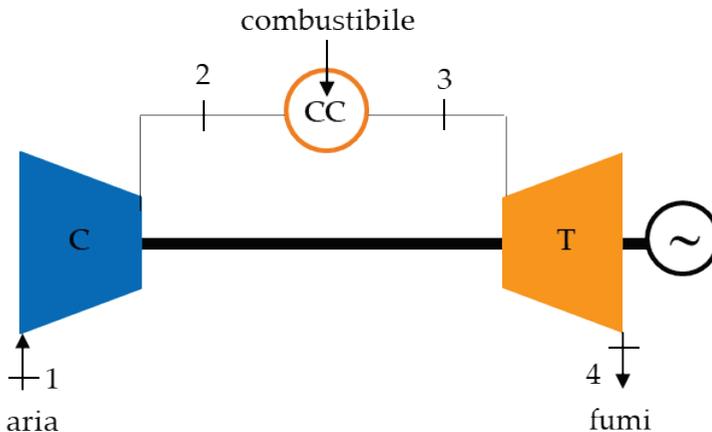


Figura 3.1. Schema base di un IMTG a circuito aperto.

Esso si compone di un compressore C che aspira il fluido motore, aria, dall'ambiente esterno e lo comprime fino alla pressione di progetto, inviandolo in camera di combustione CC . In camera di combustione viene iniettato

il combustibile in quantità tale da raggiungere la temperatura massima del ciclo (TIT, *turbine inlet temperature*). Il fluido motore, costituito dai prodotti della combustione e dall'aria in eccesso, espande in turbina fino alla pressione ambiente convertendo il proprio contenuto entalpico in lavoro meccanico disponibile all'asse della macchina. I gas esausti vengono infine scaricati nell'ambiente (la temperatura dei fumi in uscita dalle turbine è chiamata TOT, *turbine outlet temperature*).

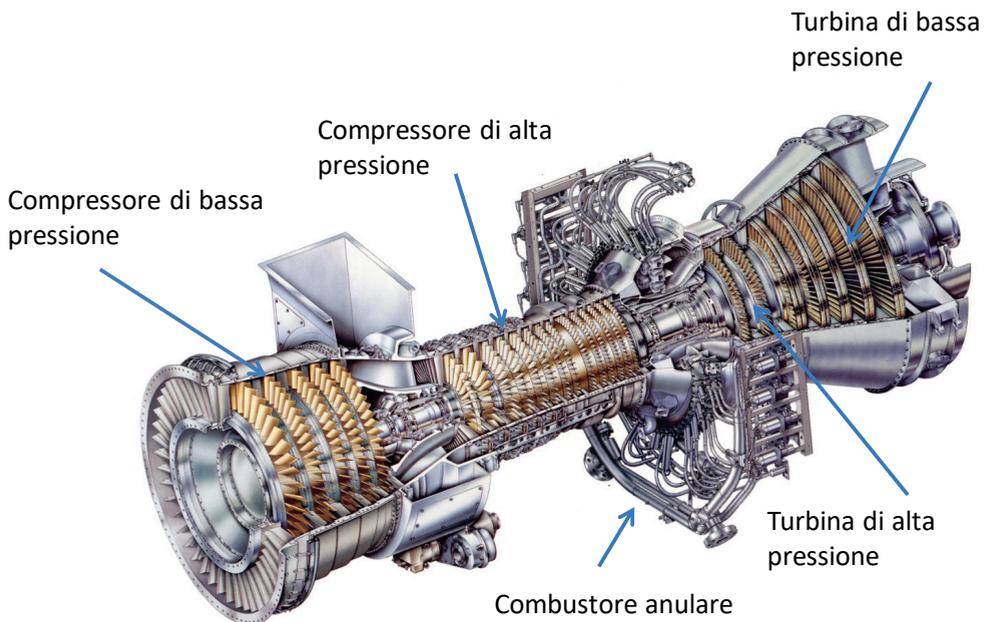


Figura 3.2. Turbina a gas bialbero di derivazione aeronautica LM6000 (General Electric) da 42 MW ($\eta = 42\%$ in ciclo semplice e $\eta = 52\%$ in ciclo combinato), $\beta = 30$, TIT = 1260°C, TET = 440°C $m_{aria} = 127$ kg/s.

L'impianto turbogas, nella sua semplicità costruttiva, prevede, come noto, due macchine dinamiche (compressore e turbina) collegate tra loro tramite uno o più alberi e un sistema di combustione opportunamente progettato per il controllo delle emissioni inquinanti. In figura 3.2 è riportato lo spaccato della LM6000 prodotta da General Electric. La LM6000 è un turbogas bialbero di derivazione aeronautica in grado di fornire potenze (adottando alcune modifiche) dai 42 MW della configurazione di base (LM6000-PG) fino ai 50 MW (LM6000-PC SPRINT). È possibile notare il compressore assiale di

bassa pressione, costituito da cinque stadi e azionato dalla turbina di bassa pressione, composta da cinque stadi e collegata all'alternatore, e quello di alta pressione, costituito da quattordici stadi e mosso dalla turbina di alta pressione, composta da due stadi.

3.2 Il ciclo limite a circuito aperto

Nel ciclo limite, pur considerando le macchine ideali, il fluido motore è trattato come reale in quanto, durante l'evoluzione attraverso le macchine ed in particolare nella camera di combustione, cambia la sua composizione chimica. La trattazione delle prestazioni in termini di rendimento e lavoro specifico comporta considerare i calori specifici variabili con la temperatura e con la composizione chimica. Tuttavia, l'ipotesi semplificativa di assegnare al fluido motore durante la sua evoluzione un calore specifico costante e di valore medio tra le temperature estreme del ciclo conduce a risultati prossimi all'analisi più rigorosa.

Il ciclo termodinamico di riferimento è quello riportato in figura 3.3.

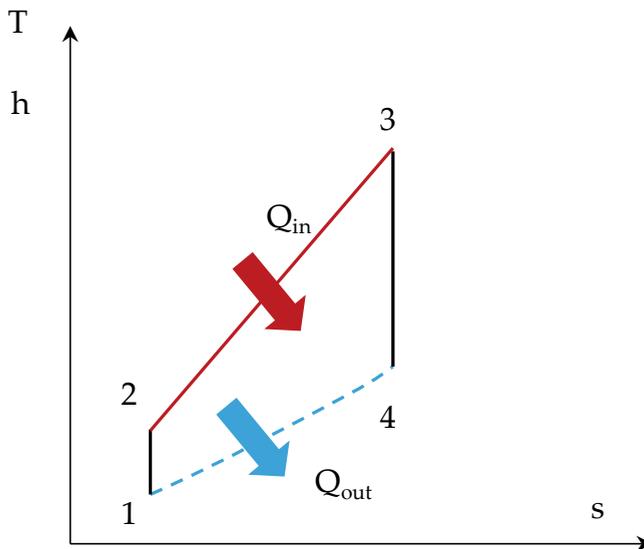


Figura 3.3. Ciclo di riferimento per IMTG a circuito aperto.

Il fluido di lavoro del ciclo è aria aspirata dal compressore alla pressione e temperatura ambiente. L'introduzione di calore nel ciclo avviene mediante un processo di combustione interna, per cui il fluido di lavoro nella seconda parte del ciclo è rappresentato dai fumi prodotti dalla combustione. La cessione di calore all'esterno avviene disperdendo i gas combusti nell'ambiente ed è rappresentata dalla linea tratteggiata.

Dall'analisi del ciclo Joule si deduce che i parametri necessari per la sua definizione sono il rapporto di compressione β , la temperatura di aspirazione dell'aria T_1 e la temperatura di ingresso dei gas combusti in turbina T_3 . Fissati in una prima fase progettuale i parametri di funzionamento del sistema è possibile calcolare le prestazioni, in termini di rendimento termodinamico η e lavoro specifico utile L_u . Per la loro valutazione bisognerebbe tener conto della variazione dei calori specifici con la temperatura e della diversa composizione chimica del fluido di lavoro lungo il ciclo (aria durante la fase di compressione e fumi durante la fase di espansione e cessione del calore). Tuttavia, poiché la combustione avviene in forte eccesso d'aria, in un calcolo di massima, è possibile approssimare il calore specifico dei fumi a quello dell'aria stessa.

Considerando l'equazione della trasformazione (isoentropica di compressione tra i punti 1 e 2, ed isoentropica di espansione tra i punti 3 e 4) risulta:

$$\frac{p_1}{T_1^{\frac{k}{k-1}}} = \frac{p_2}{T_2^{\frac{k}{k-1}}} \rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.1)$$

per cui:

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \beta^{-\frac{k}{k-1}} \quad (3.2)$$

Il rendimento risulta quindi:

$$\begin{aligned} \eta = \frac{L_u}{Q_{in}} &= 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{c_{p,4-1} \cdot (T_4 - T_1)}{c_{p,2-3} \cdot (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{c_{p,4-1} \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{c_{p,2-3} \cdot T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \end{aligned} \quad (3.3)$$

ed infine, trascurando la variazione dei calori specifici con la temperatura:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \beta^{-\varepsilon} \text{ per } 1 \leq \beta \leq \beta_{T_2=T_3} \quad (3.4)$$

Il rendimento è dunque indipendente dalla temperatura massima T_3 .

Infatti, se consideriamo i 2 cicli rappresentati in figura 3.4, e ne calcoliamo i rendimenti limite secondo l'espressione di Carnot $\eta = 1 - (T_{ms}/T_{ma})$, tali rendimenti assumono lo stesso valore, poiché, come riportato nell'esempio di tabella 3.1, al variare della TIT resta costante il rapporto tra la temperatura media di sottrazione e la temperatura media di adduzione del calore.

Dalla relazione 3.4 si deduce inoltre che, fissata la temperatura massima del ciclo T_3 , il rendimento cresce al variare del rapporto di compressione fino al valore di β per cui $T_2 = T_3$: in tali condizioni il rendimento attinge il massimo, mentre l'area del ciclo tende ad annullarsi, come rappresentato in figura 3.5a.

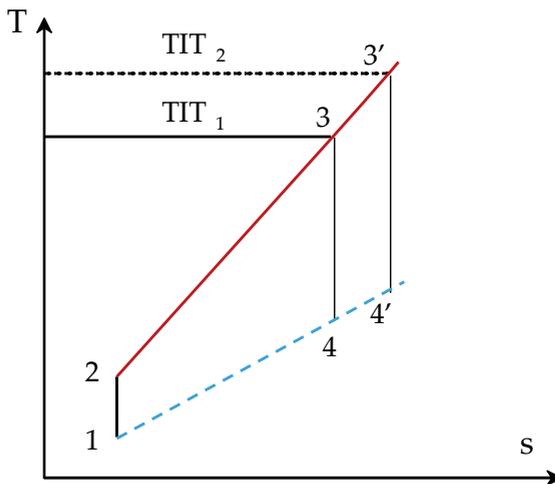


Figura 3.4. Cicli con β costante e TIT differenti.

Ciclo	1-2-3-4	1-2-3'-4'
β	11	11
T_1 (K)	298	298
TIT (K)	1473	1673
T_{ma} (K)	853	913
T_{ms} (K)	444	475
η	0.48	0.48

Tabella 3.1. Rendimenti limite al variare della TIT.

Nella figura 3.5b, infine, è riportato l'andamento del rendimento termodinamico in funzione di β e per due diversi valori della temperatura di ingresso in turbina.

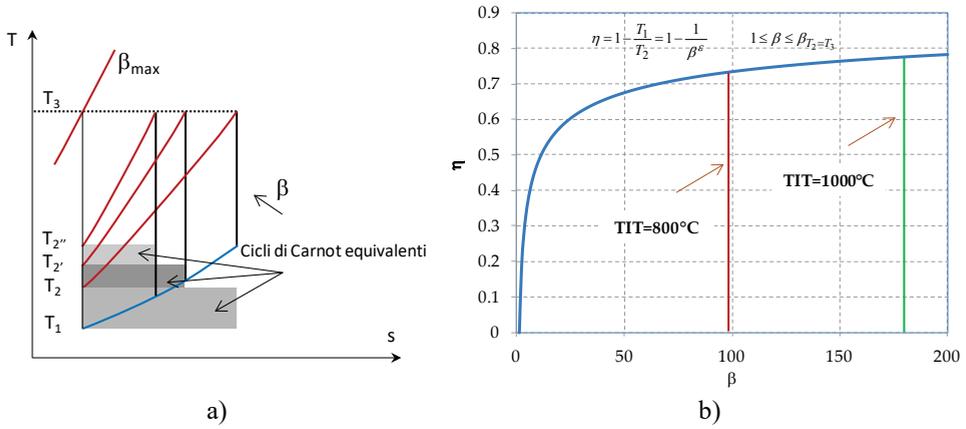


Figura 3.5. a) cicli Joule per $1 \leq \beta \leq \beta_{max}$; b) η al variare di β e per due diversi valori della TIT.

Per quanto riguarda il lavoro specifico utile L_u , è noto che esso, a differenza del rendimento, dipende oltre che dal rapporto di compressione anche dalla temperatura massima del ciclo, cioè a parità di T_1 , dal rapporto τ secondo la relazione:

$$\begin{aligned}
 L_u &= L_t - L_c = \eta \cdot Q_{in} = \eta \cdot c_{p,2-3} \cdot (T_3 - T_2) \\
 L_u &= (1 - \beta^{-\varepsilon}) \cdot c_{p,2-3} \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta^\varepsilon \right) \\
 &= c_{p,2-3} \cdot T_1 \cdot [\tau(1 - \beta^{-\varepsilon}) - (\beta^\varepsilon - 1)]
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

Il suo andamento, in funzione del rapporto di compressione, è crescente-decrescente e raggiunge un massimo in corrispondenza del valore di β per cui $T_2 = T_4$, cioè per $\beta = \tau^{1/2\varepsilon}$, mentre si annulla per $\beta = 1$ ($T_2 = T_1$) e $\beta = \beta_{\eta max}$ ($T_2 = T_3$), cioè per $\beta = \tau^{1/\varepsilon}$.

In figura 3.6a sono riportati, a parità di temperatura massima, i cicli limite corrispondenti al lavoro utile massimo, rendimento nullo ($\beta = 1$) e massimo rendimento ($\beta = \tau^{1/\varepsilon}$).

Per quanto riguarda la dipendenza dalla TIT, è chiaro che, a parità di β , il lavoro specifico utile risulta sempre crescente all'aumentare di τ , e le curve, come rappresentato in figura 3.6b, presentano massimi per rapporti di compressione crescenti.

La discussione in sede limite della dipendenza delle prestazioni di un IMTG dai parametri operativi consente di individuare già in una fase

progettuale di primo approccio i valori del rapporto di compressione e della temperatura di ingresso in turbina in funzione dell'applicazione specifica del sistema (ad esempio se si tratta in generale di applicazioni di tipo aeronautico o finalizzate alla produzione di energia elettrica).

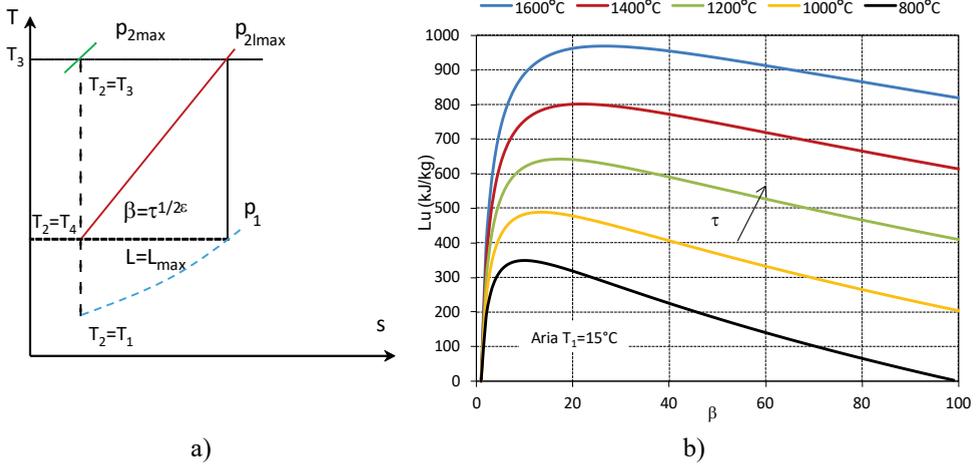


Figura 3.6. a) ciclo Joule a L_{u,max}; b) andamento di L_u al variare di β e τ.

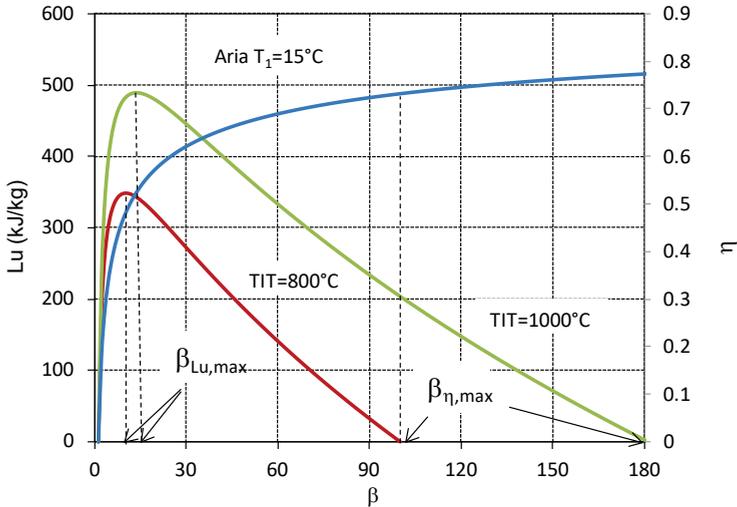


Figura 3.7. Rendimento e lavoro specifico utile al variare di β per due diversi valori di τ.

Infatti, come è evidente dalla figura 3.7, se la scelta progettuale è, ad esempio, la realizzazione di un sistema a rendimento elevato, i valori del rapporto di compressione individuati sono lontani da quelli che massimizzano il lavoro specifico utile.

3.3 Il ciclo reale

Il passaggio dal ciclo limite a ciclo reale impone di considerare sia il fluido motore come reale sia l'imperfezione dei componenti del sistema (figure 3.8 e 3.9).

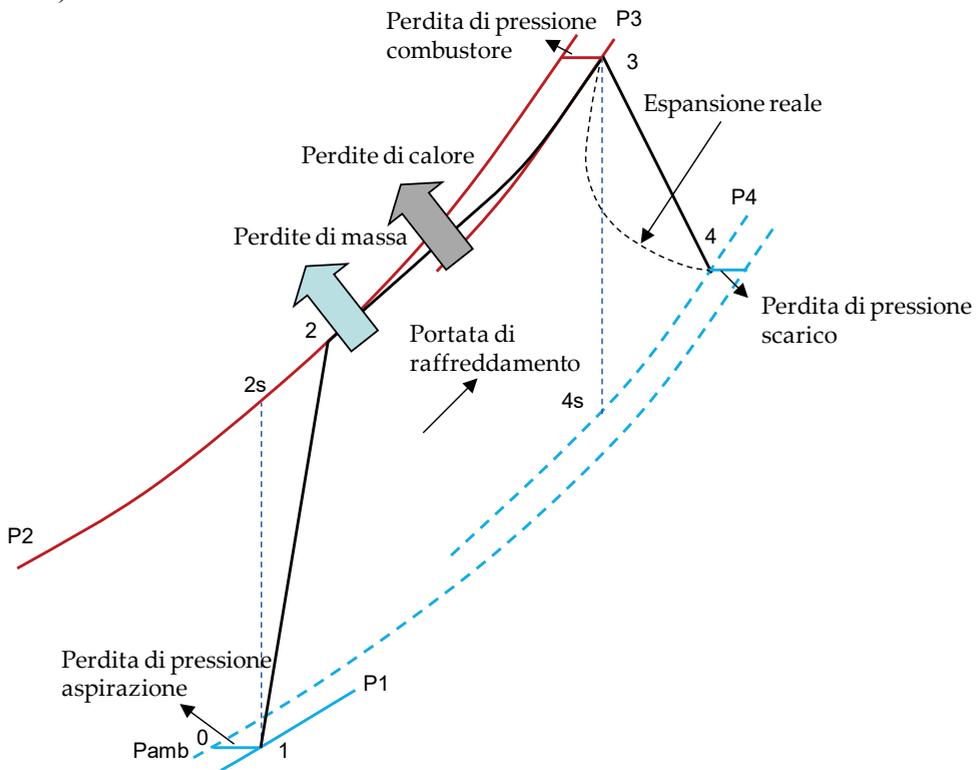


Figura 3.8. Ciclo Joule reale.

Infatti, come riportato in figura 3.8, la compressione e l'espansione non sono isoentropiche in quanto effettuate tramite macchine reali, la trasfor-

mazione 2-3 non è isobara, ma procede a pressioni decrescenti a causa delle perdite di carico nei condotti di collegamento compressore-combustore, combustore-turbina, e nel combustore, mentre lo scarico in atmosfera avviene a pressioni maggiori rispetto alla pressione atmosferica ($p_4 > p_{atm}$), cioè con una leggera contropressione allo scarico. Inoltre, la trasformazione di espansione, a causa dei complessi sistemi di raffreddamento delle pale dei primi stadi necessari per garantire l'integrità dei materiali, non è più adiabatica.

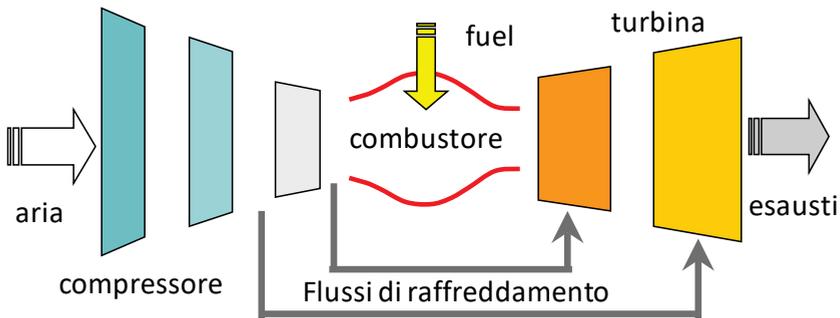


Figura 3.9. Schema funzionale di un TG reale.

Tuttavia, al fine di definire le nuove variabili d'influenza sulle prestazioni del ciclo reale, è possibile effettuare un'analisi sufficientemente accurata considerando isobare le due trasformazioni di sottrazione e adduzione di calore e trascurando la variazione di portata durante l'espansione.

Il rendimento reale si può scrivere come²¹:

$$\eta_r = \eta_l \cdot \eta_i \tag{3.6}$$

da cui il rendimento interno è:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{L_{u,r}}{Q_{in,r}} \cdot \frac{Q_{in}}{L_u} = \frac{L_{tr} - L_{cr}}{Q_{in,r}} \cdot \frac{Q_{in}}{L_t - L_c} = \frac{Q_{in}}{Q_{in,r}} \cdot \frac{L_{tr} - L_{cr}}{L_t - L_c} \\ &= \vartheta \cdot \frac{L_{tr} - L_{cr}}{L_t - L_c} \end{aligned} \tag{3.7}$$

Introducendo i rendimenti isoentropici di compressione ed espansione la relazione (3.7) diventa:

²¹ L'analisi di seguito riportata è sviluppata in: CAPUTO C. (1993), *Gli impianti motori termici*, editore: ESA.

$$\eta_i = \vartheta \cdot \frac{\eta_{is,t} \cdot L_t - \frac{L_c}{\eta_{is,c}}}{L_t - L_c} = \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \frac{\eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c} - \frac{L_c}{L_t}}{1 - \frac{L_c}{L_t}} \quad (3.8)$$

Posto:

$$\frac{L_c}{L_t} \cong \frac{\beta^\varepsilon}{\tau} \quad (3.9)$$

la (3.8) si può scrivere:

$$\eta_i = \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \left(1 - \frac{1 - \eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c}}{1 - \frac{\beta^\varepsilon}{\tau}} \right) \quad (3.10)$$

Infine, considerando la (3.4), il rendimento reale risulta:

$$\eta_r = \left(1 - \frac{1}{\beta^\varepsilon} \right) \frac{\vartheta}{\eta_{is,c}} \cdot \left(1 - \frac{1 - \eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c}}{1 - \frac{\beta^\varepsilon}{\tau}} \right) \quad (3.11)$$

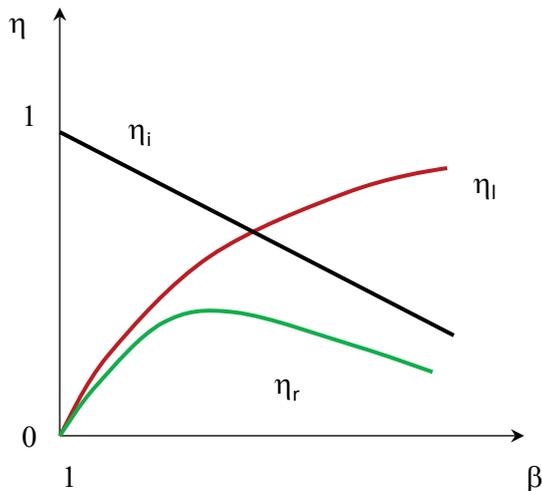


Figura 3.10. Andamento qualitativo del rendimento reale.

Come si evince dall'equazione 3.11, il rendimento reale, rappresentato qualitativamente in figura 3.10, contrariamente a quello limite, dipende oltre

che dal rapporto di compressione anche dal rapporto fra le temperature estreme del ciclo τ ed i rendimenti isoentropici di compressione ed espansione rivestono un ruolo fondamentale. Inoltre, l'andamento in funzione del rapporto di compressione risulta crescente-decrescente.

Nell'evoluzione delle turbine a gas, gli sforzi progettuali hanno riguardato principalmente le tecniche atte a soddisfare la disequazione:

$$\eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c} \geq \frac{\beta^\varepsilon}{\tau} \quad (3.12)$$

Per quanto riguarda la dipendenza del lavoro specifico utile dai parametri di funzionamento β e τ , e dai rendimenti isoentropici delle macchine, si può scrivere:

$$L_{u,r} = L_{t,r} - L_{c,r} = \eta_{is,t} \cdot L_t - \frac{L_c}{\eta_{is,c}} = \frac{L_t}{\eta_{is,c}} \left(\eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c} - \frac{L_c}{L_t} \right) \quad (3.13)$$

da cui:

$$L_{u,r} = \frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \cdot \tau \cdot (1 - \beta^{-\varepsilon}) \cdot \frac{1}{\eta_{is,c}} \cdot \left(\eta_{is,t} \cdot \eta_{is,c} - \frac{\beta^\varepsilon}{\tau} \right) \quad (3.14)$$

Lo studio teorico sulla dipendenza delle prestazioni di un TG dai parametri di funzionamento è quindi fondamentale per effettuare le corrette scelte progettuali.

Per tracciare le curve di prestazione del ciclo reale in funzione di β , si rende però necessario fare riferimento ai rendimenti politropici piuttosto che ai rendimenti isoentropici (più adatti per una valutazione termodinamica) poiché essi sono indipendenti dal rapporto di compressione β per macchine tecnologicamente simili.

Dalla definizione di rendimento politropico risulta:

$$\begin{aligned} \eta_{pc} &= \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k} = \frac{m}{m-1} \cdot \varepsilon \rightarrow \frac{m-1}{m} = \frac{\varepsilon}{\eta_{pc}} \\ \eta_{pe} &= \frac{n-1}{n} \cdot \frac{k}{k-1} = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \rightarrow \frac{n-1}{n} = \varepsilon \cdot \eta_{pe} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Ricordando che:

$$L_{cr} = c_p(T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (3.16)$$

$$L_{tr} = c_p(T_3 - T_4) = c_p T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \quad (3.17)$$

E che:

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta^{\frac{m-1}{m}} \quad ; \quad \frac{T_4}{T_3} = \beta^{-\frac{n-1}{n}} \quad (3.18)$$

Il lavoro specifico utile reale risulta quindi:

$$L_{ur} = L_{tr} - L_{cr} = c_p T_1 \left[\tau \cdot (1 - \beta^{-\varepsilon \eta_{pe}}) - \left(\beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}} - 1 \right) \right] \quad (3.19)$$

Il calore introdotto nel ciclo è:

$$Q_{in,r} = c_p(T_3 - T_2) = c_p T_1 \cdot \left(\tau - \beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}} \right) \quad (3.20)$$

Per cui il rendimento reale è:

$$\eta_r = \frac{\tau \cdot (1 - \beta^{-\varepsilon \eta_{pe}}) - \left(\beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}} - 1 \right)}{\tau - \beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}}} \quad (3.21)$$

La trattazione svolta non considera le variazioni di composizione e di portata che il fluido motore subisce durante la fase di combustione, per cui in un calcolo più rigoroso del lavoro reale e del rendimento reale le equazioni 3.15-3.21 dovrebbero essere sostituite dalle seguenti 3.22-3.27 (i pedici a e f indicano aria e fumi):

$$\begin{aligned} \eta_{pc} &= \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k_a - 1}{k_a} = \frac{m}{m-1} \cdot \varepsilon_a \rightarrow \frac{m-1}{m} = \frac{\varepsilon_a}{\eta_{pc}} \\ \eta_{pe} &= \frac{n-1}{n} \cdot \frac{k_f}{k_f - 1} = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{1}{\varepsilon_f} \rightarrow \frac{n-1}{n} = \varepsilon_f \cdot \eta_{pe} \end{aligned} \quad (3.22)$$

Il lavoro di compressione reale per unità di portata d'aria è:

$$L_{cr} = c_{p_{m,a}} \cdot T_1 \cdot \left(\beta^{\frac{\varepsilon_a}{\eta_{pc}}} - 1 \right) \quad (3.23)$$

Il lavoro di espansione reale, indicando con α è il rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria, risulta:

$$L_{tr} = (1 + \alpha) \cdot c_{pm,f} \cdot T_1 \cdot \tau \cdot (1 - \beta^{-\varepsilon_f \eta_{pe}}) \quad (3.24)$$

Il lavoro specifico utile reale è quindi:

$$L_{ur} = T_1 \cdot \left[(1 + \alpha) \cdot c_{pm,f} \cdot \tau \cdot (1 - \beta^{-\varepsilon_f \eta_{pe}}) - c_{pm,a} \cdot \left(\beta^{\frac{\varepsilon_a}{\eta_{pc}}} - 1 \right) \right] \quad (3.25)$$

La quantità di calore introdotta nel ciclo è modificata come:

$$Q_{in,r} = (1 + \alpha) \cdot c_{p3,f} \cdot T_1 \cdot \tau - c_{p2,a} \cdot T_1 \cdot \beta^{\frac{\varepsilon_a}{\eta_{pc}}} \quad (3.26)$$

Tenendo conto delle equazioni 3.18 e 3.19 il rendimento risulta:

$$\eta_r = \frac{(1 + \alpha) \cdot c_{pm,f} \cdot \tau \cdot (1 - \beta^{-\varepsilon_f \eta_{pe}}) - c_{pm,a} \cdot \left(\beta^{\frac{\varepsilon_a}{\eta_{pc}}} - 1 \right)}{(1 + \alpha) \cdot c_{p3,f} \cdot \tau - c_{p2,a} \cdot \beta^{\frac{\varepsilon_a}{\eta_{pc}}}} \quad (3.27)$$

Nella figura 3.11 sono riportate le curve di prestazione, calcolate a parità di TIT, per diversi valori del rapporto di compressione e per due valori dei rendimenti politropici (per semplicità su ciascuna curva il rendimento politropico di compressione e quello di espansione sono assunti uguali).

Si può notare come la differenza tra i valori del rapporto di compressione ottimali per rendimento e lavoro specifico utile diventi più marcata al crescere del rendimento politropico delle turbomacchine.

La figura 3.12 mostra le curve di prestazione per diversi valori della TIT. Come atteso, sia il lavoro specifico che il rendimento, a parità di β , aumentano per TIT crescenti; inoltre, è possibile notare che, all'aumentare della TIT, la differenza tra il β di massimo rendimento e quello di massimo lavoro utile diventa via via più significativa. Ciò impone scelte progettuali particolarmente accurate, poiché a rapporti di compressione che massimizzano o il rendimento o il lavoro specifico corrispondono, rispettivamente, valori di lavoro specifico e di rendimento lontani dalle condizioni di ottimo.

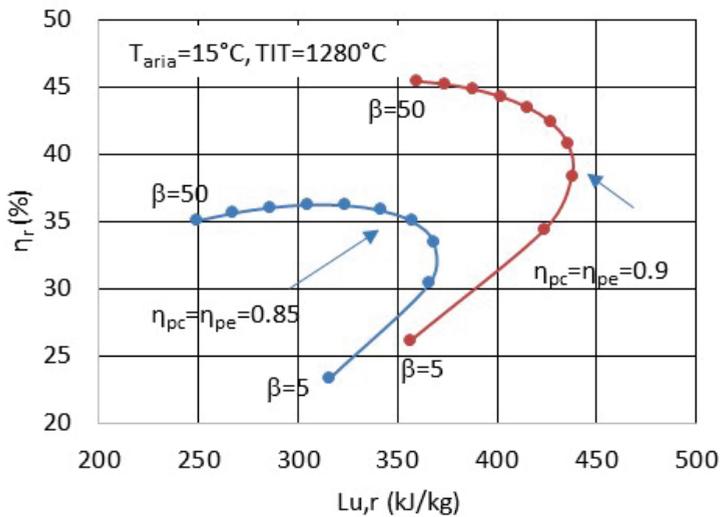


Figura 3.11. Curve di prestazione del ciclo reale per diversi valori di β e del rendimento politropico delle turbomacchine.

Si può notare che per variazioni del rapporto di compressione entro valori tipici delle macchine heavy duty, l'incremento del rendimento è più significativo rispetto all'incremento di lavoro specifico; tale effetto risulta attenuato all'aumentare della temperatura di ingresso in turbina. Inoltre, a parità di TIT l'incremento del rapporto di compressione oltre un certo valore comporta riduzioni sia del rendimento che del lavoro specifico. Pertanto, una volta individuato il rapporto di compressione ottimale per la specifica applicazione, l'incremento delle prestazioni è legato unicamente all'aumento della TIT.

Confrontando le due curve si deduce che:

- operare con valori di β più elevati ha significato, al fine dell'incremento delle prestazioni, solo a partire da determinati valori di τ . Infatti, per $\beta = 30$, τ deve essere superiore a 4.3 per ottenere rendimenti superiori rispetto a $\beta = 15$;
- all'aumentare di τ , comunque, gli incrementi di rendimento e lavoro specifico diventano via via più importanti per valori di β più elevati. Infatti, per $\tau = 6.3$ i lavori specifici per i due valori di β considerati sono comparabili.

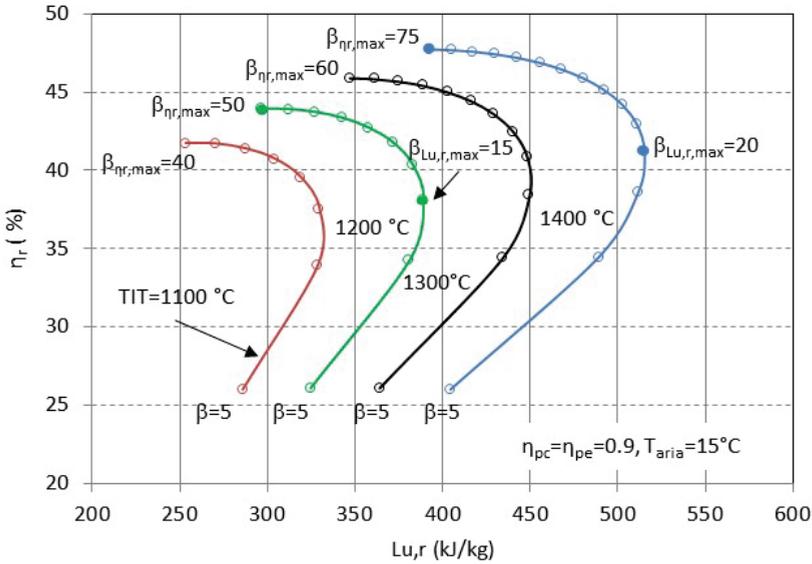


Figura 3.12. Curve di prestazione del ciclo reale al variare della TIT.

La figura 3.13 riporta le variazioni di rendimento e lavoro specifico al variare di τ per $\beta = 15$ e $\beta = 30$, valori tipici rispettivamente alle macchine heavy duty e a quelle di derivazione aeronautica.

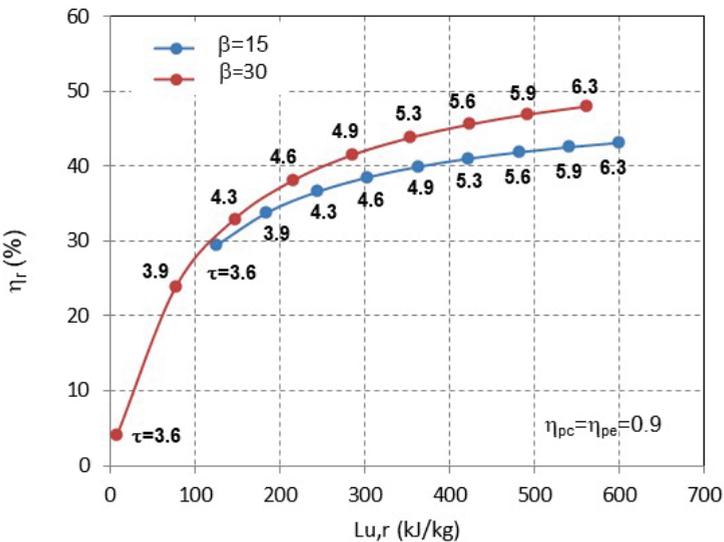


Figura 3.13. Variazioni di rendimento e lavoro specifico al variare di τ per $\beta=15$ e $\beta=30$.

Quindi la scelta progettuale di aumentare la temperatura di ingresso in turbina è fondamentale per il miglioramento delle prestazioni. Ciò comporta la necessità di ricorrere a tecniche di refrigerazione dei primi stadi di turbina particolarmente complesse, dati i limiti di resistenza meccanica e chimica dei materiali impiegati alle alte temperature. Queste considerazioni portano ad effettuare valutazioni termo-economiche sulla convenienza di realizzare valori di τ sempre più elevati.

Infatti, come si può dedurre dalla figura 3.14, gli incrementi relativi vanno decrescendo all'aumentare di τ , per cui, oltre certi valori, i vantaggi ottenibili dall'incremento della TIT non sono tali da giustificare le più complesse soluzioni tecnologiche richieste per il raffreddamento delle palettature statoriche e rotoriche dei primi stadi.

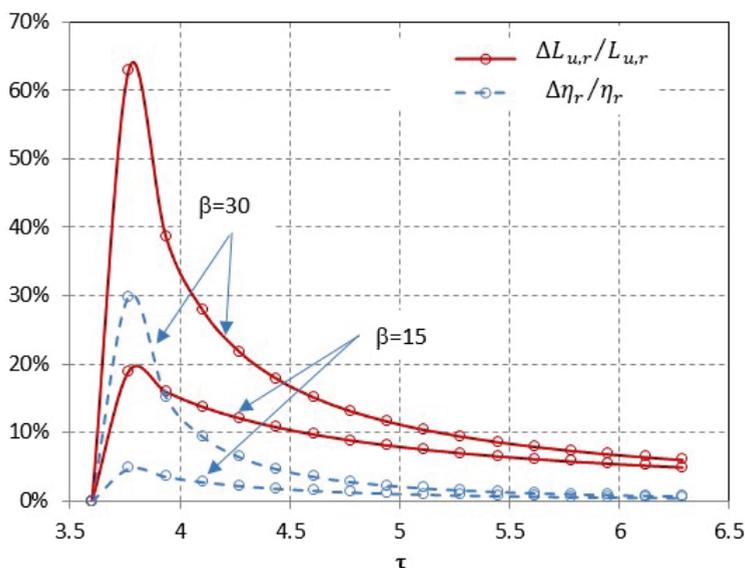


Figura 3.14. Incrementi relativi di rendimento e lavoro specifico all'aumentare di τ .

3.4 Interventi sul ciclo Joule

Gli interventi volti a migliorare le prestazioni del ciclo Joule sono la rigenerazione termica e la compressione interrefrigerata. Entrambi determinano una variazione del lay-out dell'impianto, e consentono rispettivamente di

incrementare il rendimento e il lavoro specifico utile. In particolare, con la rigenerazione termica si realizza l'incremento della temperatura media di addeuzione di calore (l'aria in ingresso alla camera di combustione è preriscaldata dal calore recuperato dai gas di scarico) e riduzione della temperatura media di sottrazione del calore. Nella compressione interrefrigerata l'incremento di lavoro specifico utile si ottiene attraverso la riduzione del lavoro di compressione.

3.4.1 La rigenerazione termica

In un ciclo aperto i gas di scarico sono rilasciati a pressione prossima alla pressione atmosferica; pertanto, la temperatura T_4 di fine espansione risulta elevata (450-650°C).

La rigenerazione termica consiste nel trasferire il calore ad alta temperatura associato ai gas esausti all'aria in uscita dal compressore prima che entri nel combustore (figura 3.15).

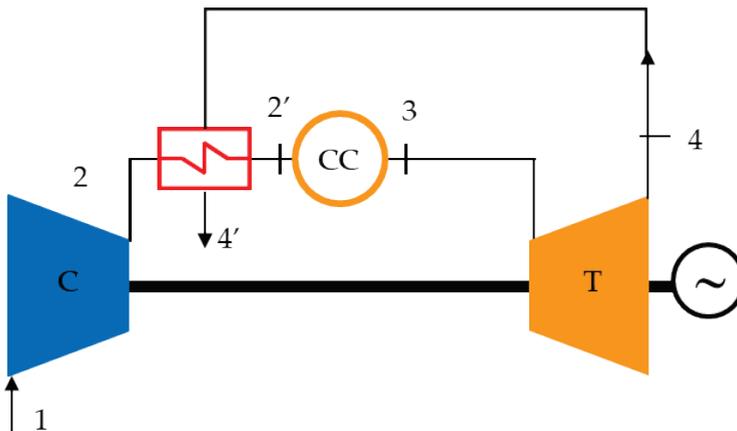


Figura 3.15. Schema d'impianto per la rigenerazione termica.

Nel ciclo limite rigenerato (figura 3.16), è evidenziata la quantità di calore trasferita dal fluido caldo (fumi) al fluido freddo (aria in uscita dal compressore). Quindi, la quantità di calore che deve essere fornita in camera di combustione (cioè la quantità di combustibile), a parità di TIT, diminuisce poiché, in termini ideali, la temperatura raggiunta dall'aria prima di entrare in camera

di combustione, T_2 , è pari alla T_4 con relativo innalzamento della temperatura media di adduzione e riduzione della temperatura media di sottrazione del calore (i fumi sono raffreddati fino alla temperatura T_2).

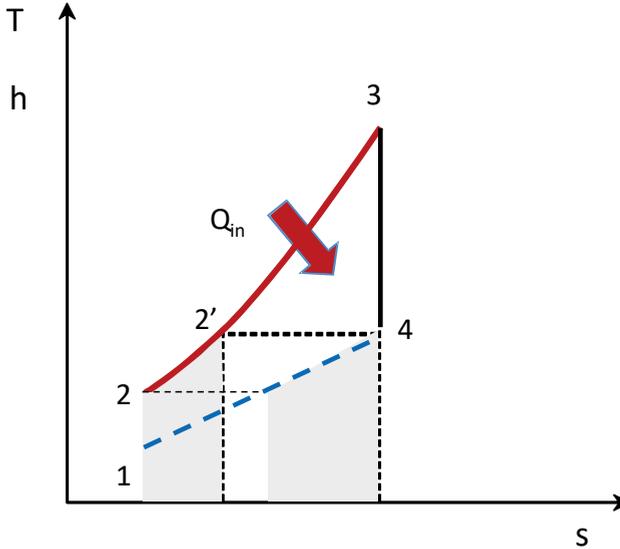


Figura 3.16. Ciclo limite rigenerato.

L'espressione analitica del rendimento rigenerato, valutata nelle ipotesi di idealità dello scambio termico e trascurando la portata di combustibile rispetto alla portata d'aria²², è:

$$\eta_R = \frac{L_u}{Q_{in}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} \quad (3.28)$$

Tenendo conto di β e τ , risulta:

$$\eta_R = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot \frac{T_2/T_1 - 1}{1 - T_4/T_3} = 1 - \frac{1}{\tau} \cdot \frac{\beta^\epsilon - 1}{(\beta^\epsilon - 1)/\beta^\epsilon} = 1 - \frac{\beta^\epsilon}{\tau} \quad (3.29)$$

Dall'equazione 3.29 si deduce che il rendimento rigenerato dipende sia dal rapporto di compressione che dalla temperatura di ingresso in turbina.

²² Le capacità termiche dei fumi e dell'aria sono diverse a causa della differenza di portata, per cui anche nell'ipotesi di idealità dello scambio termico la temperatura di fine rigenerazione a rigore non potrebbe mai essere uguale a T_4 .

Pertanto, risulta che al crescere della TIT e per uno stesso rapporto di compressione il rendimento rigenerato assume valori crescenti, grazie all'aumento della quantità di calore recuperabile dai gas esausti. Inoltre, a parità di TIT, il rendimento rigenerato decresce all'aumentare del rapporto di compressione poiché decresce la quantità di calore rigenerabile. Risulta, infine, particolarmente utile definire i limiti di rigenerabilità al variare della TIT. Essi sono ricavabili dall'equazione 3.29, per cui si può scrivere:

$$\eta_R = \eta_{R=0} \Leftrightarrow T_2 = T_4 \Rightarrow \beta = \tau^{1/2\varepsilon} \quad (3.30)$$

La relazione 3.30 individua inoltre come limite di rigenerabilità il rapporto di compressione che massimizza il lavoro specifico utile.

In figura 3.17 sono rappresentati gli andamenti del rendimento rigenerato per diverse temperature di ingresso in turbina, evidenziando i relativi limiti di rigenerabilità (definiti in figura dall'intersezione della curva di rendimento limite in assenza di rigenerazione con le curve dei rendimenti rigenerati per le diverse TIT considerate).

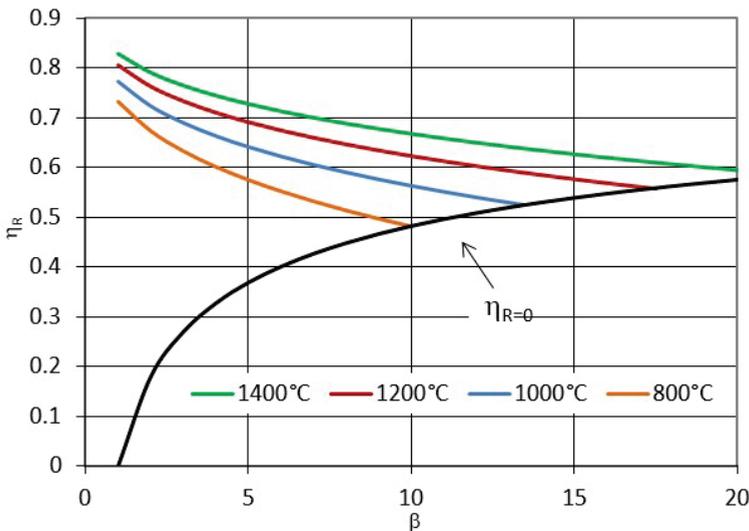


Figura 3.17. Rendimento limite rigenerato per diversi valori della TIT.

Nel passare dal ciclo limite rigenerato al ciclo reale rigenerato è necessario rimuovere le ipotesi di idealità dello scambio termico, (dt infinitesimi e superfici di scambio termico infinite), per cui la temperatura di fine rigenerazione diventa, ad esempio, T_{2R} , come rappresentato in figura 3.18.

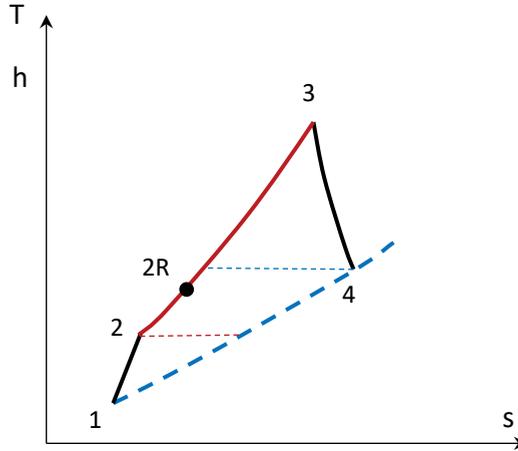


Figura 3.18. Punto di fine rigenerazione nel ciclo reale.

Si può quindi definire un'efficienza di rigenerazione, intesa come il rapporto tra la quantità di calore realmente trasferita e quella teoricamente trasferibile:

$$\varepsilon_R = \frac{T_{2R} - T_2}{T_4 - T_2} \rightarrow 0 \leq \varepsilon_R \leq 1 \quad (3.31)$$

Il rendimento rigenerato risulta quindi:

$$\eta_{r,R} = \frac{L_{ur}}{Q_{in,r}} = \frac{\tau \cdot (1 - \beta^{-\varepsilon\eta_{pe}}) - \left(\beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}} - 1 \right)}{\tau \cdot (1 - \varepsilon_R / \beta^{\varepsilon\eta_{pe}}) - (1 - \varepsilon_R) \cdot \beta^{\frac{\varepsilon}{\eta_{pc}}}} \quad (3.32)$$

In figura 3.19 è riportato l'andamento del rendimento rigenerato reale per due diversi valori di TIT e dell'efficienza di rigenerazione. Si può notare che i rendimenti dei cicli rigenerati intersecano la curva del rendimento del ciclo semplice in uno stesso punto cui corrisponde il valore di β (e quindi di temperatura) oltre il quale non è più possibile rigenerare.

La rigenerazione termica comporta una complicazione impiantistica legata allo scambiatore gas-fumi che richiede superfici di scambio particolarmente estese ed interventi frequenti di manutenzione per assicurare coefficienti di scambio termico accettabili. Inoltre, come si può dedurre dalla figura 3.19, essa risulta efficace per sistemi operanti a bassi rapporti di compressione (4-

9). Per tali motivi la rigenerazione termica trova applicazione nelle microturbine.

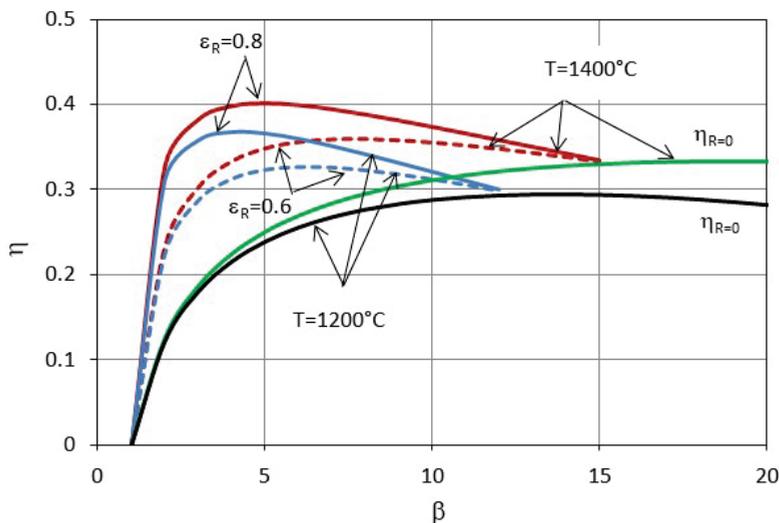


Figura 3.19. Rendimento rigenerato reale per due diversi valori dell'efficienza rigenerativa e della TIT (rendimenti politropici delle turbomacchine pari a 0.9).

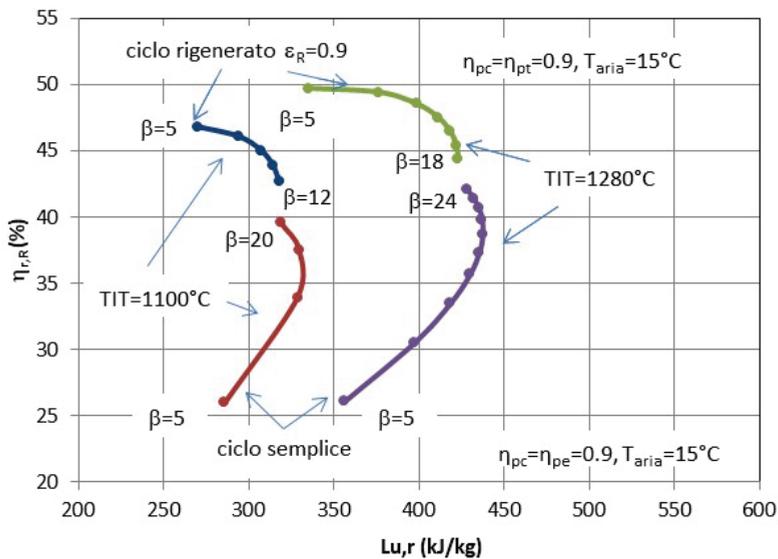


Figura 3.20. Confronto tra curve di prestazione del ciclo interrefrigerato e del ciclo semplice per due valori della TIT.

Infine, in figura 3.20 sono confrontate le curve di prestazione del ciclo interrefrigerato e del ciclo semplice per due valori della TIT e per un'efficienza di rigenerazione pari a 0.9. Si può notare che a parità di β il lavoro specifico utile del ciclo interrefrigerato risulta leggermente minore a causa delle perdite di carico legate alla presenza del rigeneratore.

3.4.2 La compressione interrefrigerata

La tecnica della compressione interrefrigerata (intercooling, IC) consente di aumentare il lavoro specifico utile grazie alla diminuzione del lavoro di compressione. In figura 3.21 è riportato lo schema d'impianto semplificato.

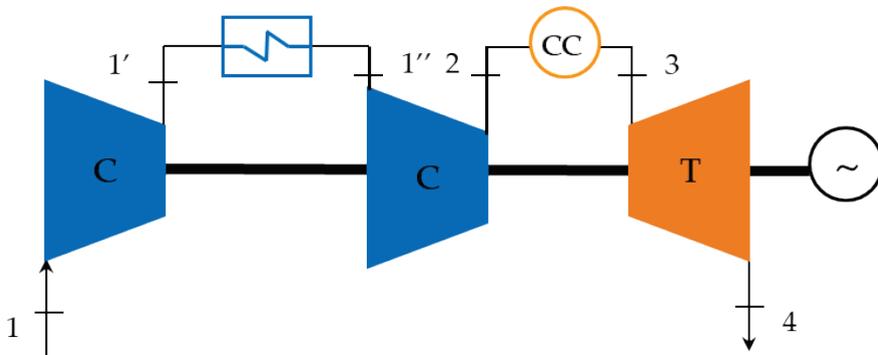


Figura 3.21. Schema d'impianto per la compressione interrefrigerata.

La compressione interrefrigerata consiste nel realizzare il rapporto di compressione desiderato β mediante due compressori distinti, caratterizzati dai rapporti di compressione β_1 e β_2 . La figura 3.22a mostra le trasformazioni termodinamiche nel piano T-s di un ciclo a compressione interrefrigerata, mentre nella figura 3.22b è riportata la trasformazione compressiva e il confronto con la compressione isoterma ed isoentropica.

Considerando la figura 3.22b risulta, come noto, che il lavoro di compressione che compete all'isoterma passante per il punto 1 è minore del lavoro di compressione relativo all'isoentropica. Nella compressione interrefrigerata reversibile si cerca di avvicinare l'isoentropica all'isoterma realizzando una prima compressione fino al punto 1' e pressione p^* , secondo l'isoentropica passante per il punto 1, raffreddando il gas fino alla temperatura T_1 ed infine

realizzando la seconda compressione fino alla pressione p_2 secondo l'isentroica passante per il punto $1''$. Il risparmio di lavoro è l'area $1'1''22'$.

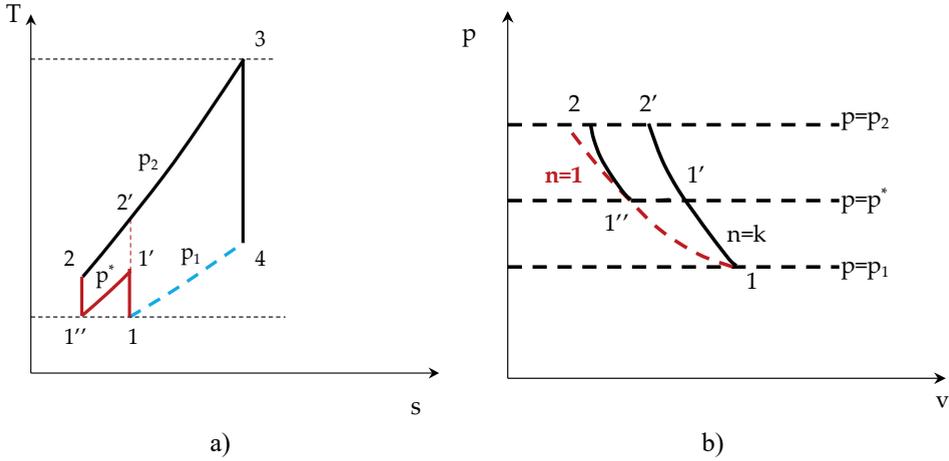


Figura 3.22. a) ciclo limite interrefrigerato; b) compressione interrefrigerata nel piano p-v.

Fissato il prodotto $\beta = \beta_1 \beta_2$ si individuano due casi limite (figura 3.23):

- $\beta_1 = 1, \beta_2 = \beta$ (figura 3.23a);
- $\beta_1 = \beta, \beta_2 = 1$ (figura 3.23b).

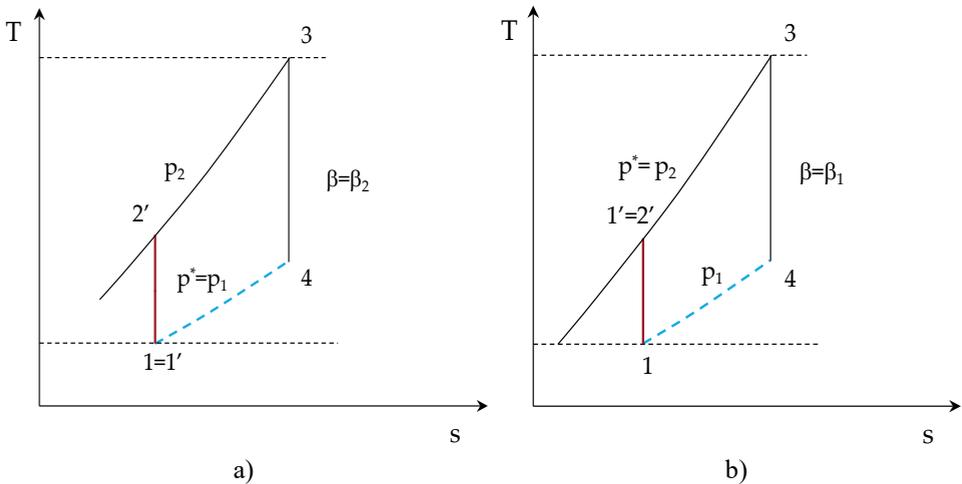


Figura 3.23. a) ciclo limite interrefrigerato $\beta_1 = 1, \beta_2 = \beta$; b) ciclo limite interrefrigerato $\beta_1 = \beta, \beta_2 = 1$.

In entrambi i casi non si ha incremento di lavoro utile in quanto l'area del ciclo non viene modificata, mentre per tutti gli altri valori per cui $\beta_1\beta_2 = \beta$ si ha aumento di L_u : ciò significa che, al variare di β_1 , L_u assume un andamento crescente-decrescente con un massimo in corrispondenza di un preciso valore di β_1 .

Con riferimento alla figura 3.23a, il lavoro di compressione risulta:

$$L_{c,IC} = L_{c1} + L_{c2} = c_p(T_{1'} - T_1) + c_p(T_{2'} - T_1) \quad (3.33)$$

Da cui, considerando i rapporti di compressione β_1 e β_2 :

$$\begin{aligned} L_{c,IC} &= c_p T_1 (\beta_1^\varepsilon - 1) + c_p T_1 (\beta_2^\varepsilon - 1) \\ &= c_p T_1 (\beta_1^\varepsilon - 2 + (\beta/\beta_1)^\varepsilon) \end{aligned} \quad (3.34)$$

Il valore di β_1 che minimizza il lavoro di compressione risulta dunque:

$$\frac{dL_{c,IC}}{d\beta_1} = 0 \Rightarrow \beta\sqrt{\beta}_{1Lumax} \quad (3.35)$$

Per $\beta_1 = 1$ e $\beta_1 = \beta$ il guadagno di lavoro utile è nullo, essendo il risparmio di lavoro di compressione nullo. È facile verificare che il massimo guadagno di lavoro utile si ha in corrispondenza di $\beta^{1/2}$.

In figura 3.24 è riportato l'andamento del lavoro di compressione del ciclo limite interrefrigerato in funzione di β_1 per diversi valori di β .

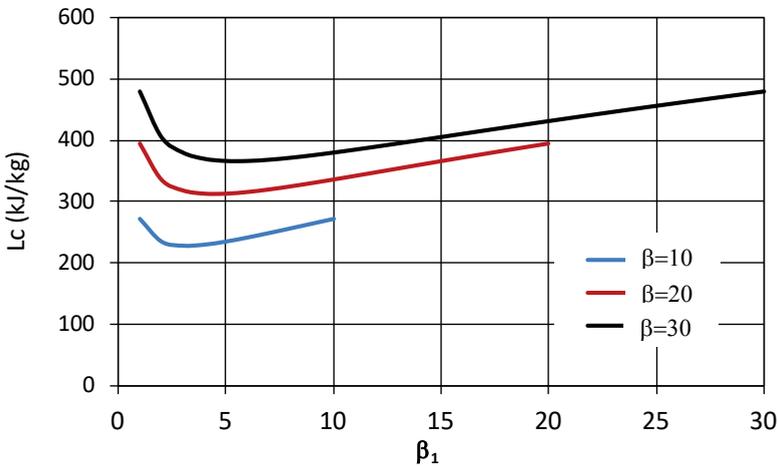


Figura 3.24. Andamento del lavoro di compressione del ciclo con compressione interrefrigerata per diversi valori del rapporto di compressione.

La compressione interrefrigerata comporta, almeno nel caso limite, una diminuzione del rendimento termodinamico rispetto al ciclo TG semplice (chiaramente a parità di β e a parità di TIT), in quanto è stato aggiunto al ciclo base un cicletto (1'1"22') con rapporto di compressione minore ($\beta_2 < \beta$).

Per $\beta_1 = 1$ il rendimento del ciclo interrefrigerato coincide con il rendimento del ciclo base. All'aumentare di β_1 il rendimento decresce perché si aggiunge al ciclo base con rapporto di compressione β il ciclo con rapporti di compressione β_2 decrescenti.

Nel caso di ciclo interrefrigerato reale, le conclusioni cui si giunge sono simili al caso limite: il lavoro utile aumenta fino a quando β_1 non raggiunge il valore ottimale (in realtà un po' più piccolo di $\beta^{1/2}$), per poi decrescere. In figura 3.25 è riportato il confronto tra le curve di prestazione di cicli semplici e interrefrigerati, a parità di TIT e dei rendimenti politropici delle macchine.

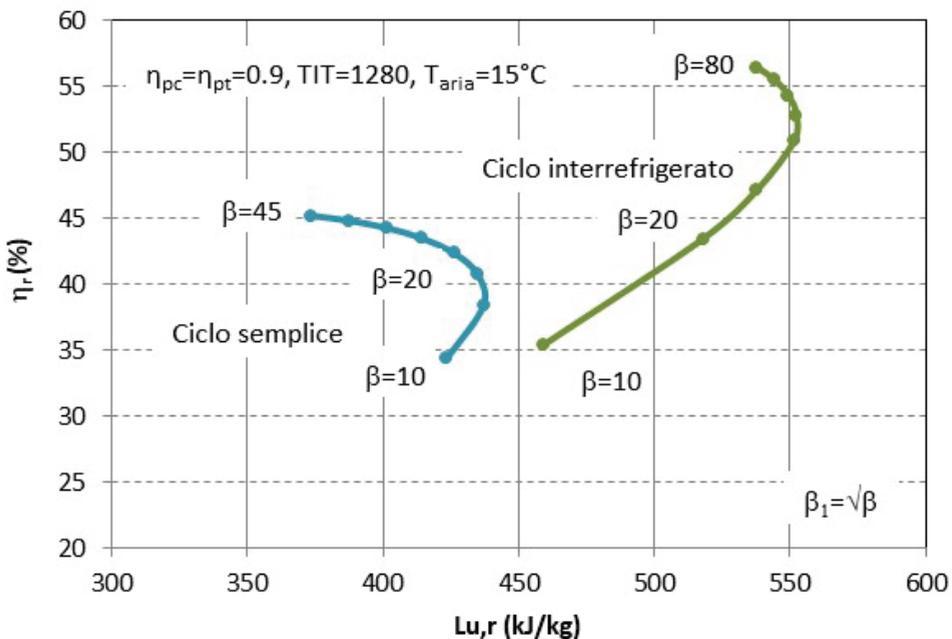


Figura 3.25. Confronto tra curve di prestazione del ciclo interrefrigerato e del ciclo semplice per due valori della TIT.

Per quanto riguarda il rendimento non si può affermare a priori che l'aggiunta del cicletto comporti effettivamente una riduzione del rendimento

globale. A causa, infatti, della realtà delle trasformazioni può accadere che il cicletto con minore rapporto di compressione, in sede reale, abbia un rendimento maggiore del rendimento reale del ciclo base, come evidenziato in figura 3.25.

La compressione interrefrigerata presenta allora i seguenti vantaggi:

- aumento del lavoro specifico utile;
- il rendimento diminuisce in sede limite ma potrebbe aumentare in sede reale;
- possibilità di realizzare la rigenerazione termica nei casi in cui il ciclo base era progettato per il massimo lavoro utile ($T_2 = T_4$), per le minori temperature di fine compressione con incremento del rendimento;
- temperature di fine compressione minori e quindi minori portate per la refrigerazione delle palettature a parità di calore asportato.

3.5 I componenti del sistema

La semplicità costruttiva di un turbogas prevede tre componenti fondamentali, compressore, combustore e turbina.

3.5.1 Il compressore

Il compressore è una macchina dinamica generalmente di tipo assiale, con configurazione adatta ad elaborare le portate di aria necessarie per ottenere le potenze tipiche richieste dai principali settori applicativi (aeronautico ed industriale con taglie dai 5 MW fino a circa i 600 MW delle macchine heavy duty). Infatti, il lavoro specifico utile prodotto in un ciclo Joule è, come discusso precedentemente, solo di alcune centinaia di kJ/kg (il lavoro di compressione è circa $2/3$ del lavoro di espansione e la curva di espansione è limitata dallo scarico a pressione atmosferica) per cui, per avere le potenze indicate, sono necessarie elevate portate di aria. L'efficienza della macchina dipende dalle perdite interne legate alla generazione entropica (attrito tra macchina e fluido, etc.) e dalle perdite verso l'esterno (meccaniche e trafileamento).

Il compressore, come è possibile notare in figura 3.26, che mostra la parte rotorica del gruppo turbogas 9HA di General Electric, è costituito da un numero elevato di stadi, dovuto ai bassi rapporti di compressione che possono essere realizzati in ciascuno stadio (generalmente $1.2 \div 1.4$ con salti entalpici pari a $20\text{-}25 \text{ kJ/kg}$) a causa dell'alta complessità dal punto di vista fluidodinamico della compressione (distacco della vena fluida, etc.).

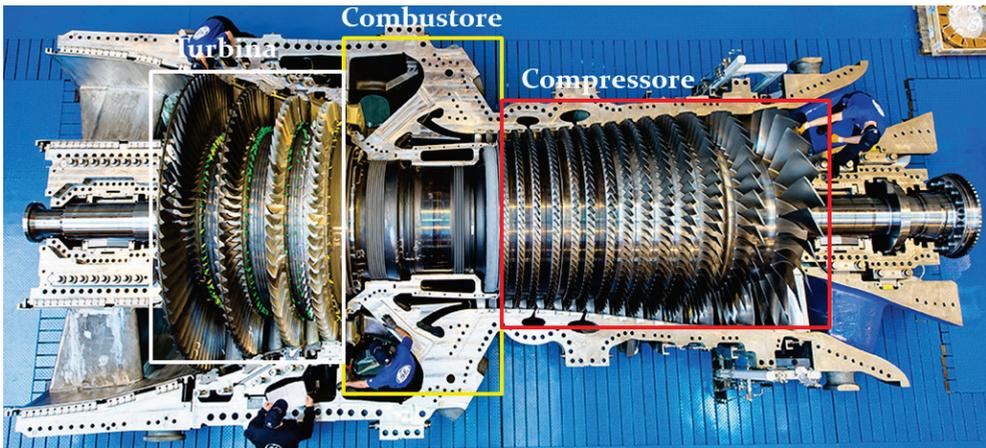


Figura 3.26. Rotore della 9HA, 447-571 MW (GE): 14 stadi di compressione ($\beta = 23$), 4 stadi di espansione (<https://www.ge.com>).

Nella progettazione e nella scelta di un compressore assiale si deve tener conto sia delle prestazioni nelle condizioni nominali di funzionamento sia del comportamento in condizioni di off-design della macchina, necessario per definire il campo di funzionamento stabile, da cui vengono poi stabiliti i margini di regolazione e le condizioni di matching (accoppiamento) con gli altri componenti, combustore e turbina. A tale scopo vengono tracciate le mappe di prestazione del compressore che definiscono le caratteristiche di funzionamento in funzione dei principali parametri operativi come il rapporto di compressione, la portata e il numero di giri.

In figura 3.27 è riportata la mappa di prestazioni di un compressore assiale costituita dalle curve caratteristiche che forniscono il rapporto di compressione in funzione della portata corretta al variare del numero di giri corretto (i parametri “corretti” sono ottenuti fissando le dimensioni della macchina e il tipo di fluido attraverso la costante R del gas).

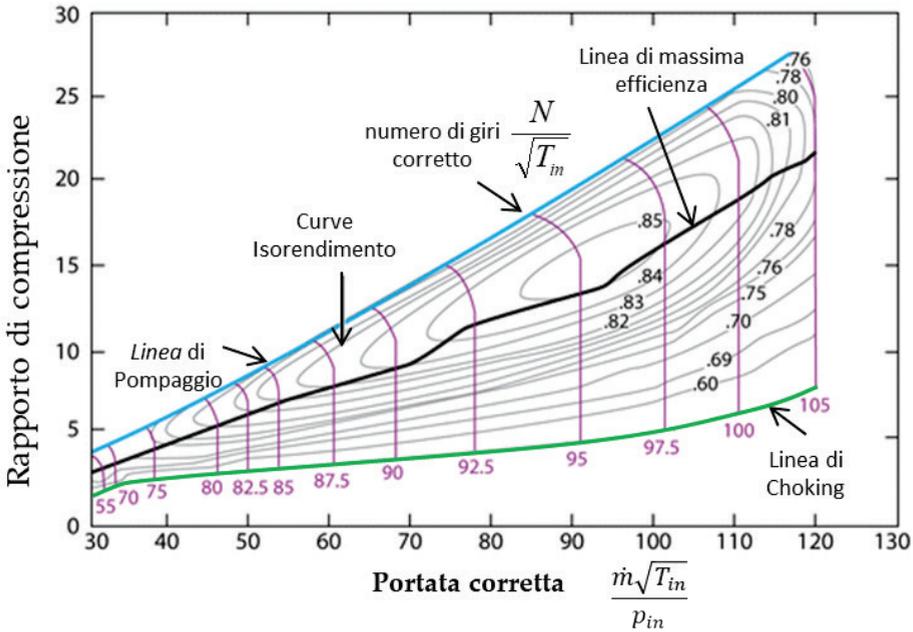


Figura 3.27. Curve di prestazione di un compressore assiale.

Le curve caratteristiche presentano un andamento quasi verticale al variare della portata volumetrica (la portata è cioè praticamente costante) a causa dell'elevato carico aerodinamico cui sono sottoposti gli stadi e che determina il raggiungimento di condizioni transoniche (se la sezione di passaggio è sonica, la portata ridotta risulta essere costante e funzione solo della sezione e del fluido).

Il limite superiore delle curve caratteristiche è rappresentato dalla curva del pompaggio (surge line) che rappresenta il limite di funzionamento stabile del compressore e cioè la minima portata ammissibile (per ogni velocità di rotazione) al di sotto della quale si verificano fenomeni ciclici di inversione del flusso che possono danneggiare gravemente la macchina. Le cause che determinano il pompaggio nei compressori assiali sono complesse ed è difficile distinguere tra il fenomeno del pompaggio e quello dello stallo, altro fenomeno di instabilità che si verifica con la riduzione della portata.

Il limite inferiore delle curve caratteristiche è rappresentato dalla linea di choking o bloccaggio della portata, in cui si raggiungono le condizioni soniche in uno o più stadi del compressore causando una riduzione significativa del rendimento. Per poter aumentare il campo di variazione della portata a

numero di giri costante si ricorre a compressori a geometria variabile in cui le pale distributrici in ingresso al primo stadio (IGV, Inlet Guide Vanes) possono variare l'angolo di calettatura in modo da ridurre la sezione di passaggio. Infine, nella mappa delle prestazioni sono riportate le linee isorendimento, cioè le condizioni di rendimento costante.

Nel caso di macchine heavy duty di grande taglia, in cui è possibile l'accoppiamento diretto con l'alternatore, la velocità di rotazione del rotore è di 3000 giri/min (per una frequenza di rete pari a 50 Hz). Tale valore limita la taglia massima raggiungibile dalle unità turbogas poiché i limiti tecnologici imposti dalle massime velocità periferiche ammissibili per le pale del compressore ne riducono gli ingombri frontali e quindi le portate trattate.

I compressori centrifughi sono impiegati in un vasto campo di applicazioni (da pochi kW fino a diversi MW), dai piccoli turbocompressori per la sovralimentazione nei motori alternativi a combustione interna o per la produzione di potenza come nel caso delle microturbine, alle grandi macchine degli impianti di processo (gasdotti, raffinerie, etc.) o alle applicazioni offshore.

I compressori centrifughi possono essere realizzati sia nella configurazione monostadio, con rapporti di compressione fino a 10, che nella configurazione multistadio (figura 3.28).

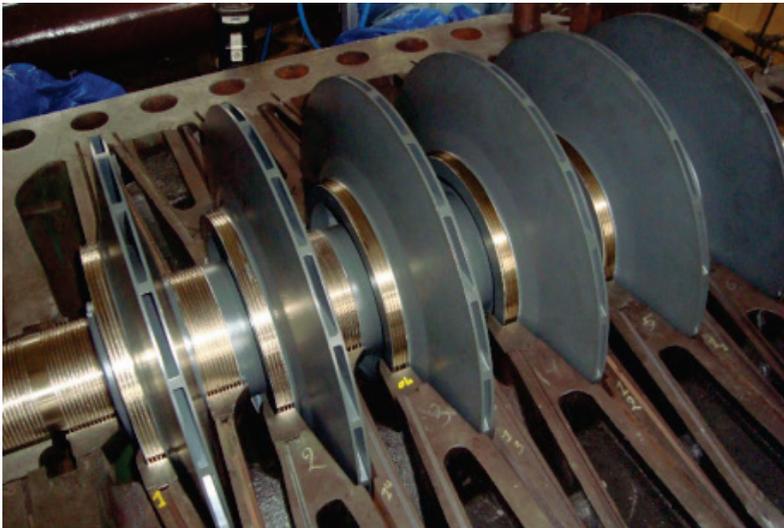


Figura 3.28. Rotore di un compressore centrifugo multistadio.

Poiché la compressione avviene con carichi aerodinamici minori rispetto ai compressori assiali grazie al contributo della componente centrifuga, i rapporti di compressione per stadio sono maggiori (circa 5-6 e fino a 8 nei compressori aeronautici), mentre il rendimento risulta più basso (80-85%).

In figura 3.29 sono riportate le curve caratteristiche e di rendimento di un compressore centrifugo.

Si può notare come la pendenza sia meno ripida rispetto alla curva caratteristica di un compressore assiale consentendo un più ampio margine di regolazione.

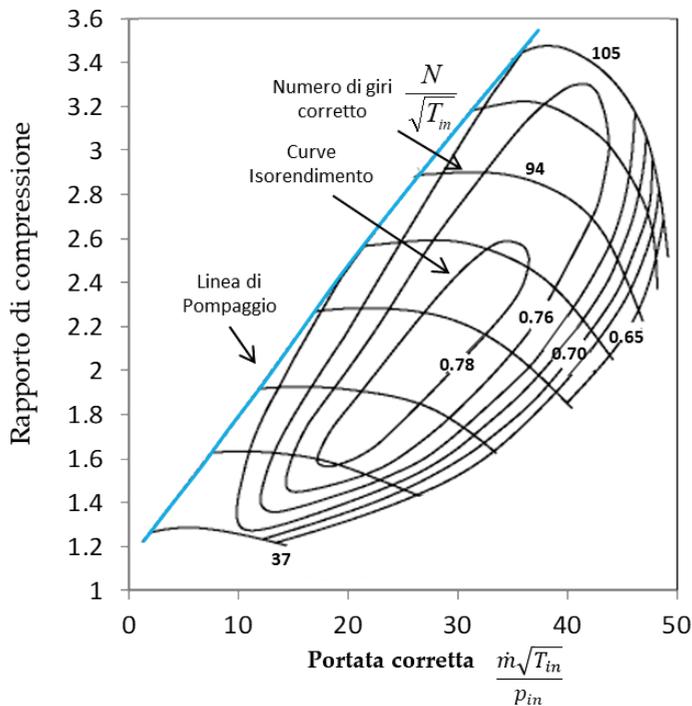


Figura 3.29. Curve di prestazione di un compressore centrifugo.

3.5.2 Il combustore

Nella camera di combustione di una TG la combustione avviene con forte eccesso d'aria perché, essendo il processo sostanzialmente adiabatico, non è

possibile operare con le condizioni stechiometriche proprie del processo ideale che darebbero luogo ad una temperatura di fine combustione troppo elevata (2000-2100°C).

I combustori delle turbine a gas sono quindi progettati per operare con elevate temperature, medie pressioni e flussi in ingresso ad alta velocità.

Le principali specifiche di progetto, derivate da considerazioni di carattere termodinamico, fluidodinamico, ambientale sono:

- elevata efficienza di combustione;
- profilo di temperatura dei fumi in uscita tale da preservare l'integrità dei primi stadi della turbina;
- basse perdite di carico;
- basse emissioni di NO_x;
- flessibilità nel tipo di combustibile (multifuel design).

Il combustore deve essere dotato di sistemi di accensione affidabili e soprattutto garantire una fiamma stabile e una combustione efficiente in tutto il campo di funzionamento. Altri requisiti sono la compattezza e facilità di manutenzione.

Gli elementi costruttivi fondamentali di un combustore, schematizzato in figura 3.30, sono il diffusore, il liner, il casing, l'iniettore del combustibile, il sistema di stabilizzazione della fiamma, i fori primari, secondari e di diluizione e il sistema di raffreddamento del liner.

Il diffusore deve rallentare il flusso d'aria proveniente dal compressore (la cui velocità può arrivare fino a 150 m/s) in modo da ridurre il più possibile le perdite di carico in camera di combustione.

Il liner è una parete forata che separa il combustore in una zona centrale (core) in cui avviene la combustione e in condotti laterali (liner o annulus) in cui viene inviata parte della portata d'aria (circa 80%) che successivamente, attraverso i fori di diluizione (primari circa il 20%, secondari 20% e terziari 40%), si ricongiunge con la portata principale. In questo modo si crea nella zona centrale del combustore una zona a bassa velocità in cui la fiamma può svilupparsi e sostenersi (zona primaria in cui il rapporto aria/combustibile deve trovarsi comunque entro i limiti di infiammabilità), una zona intermedia (zona secondaria) in cui si completa l'ossidazione del combustibile e delle specie intermedie come il CO e una zona di diluizione in cui la portata d'aria in eccesso è usata per abbassare la temperatura dei gas fino ai valori di progetto e per il raffreddamento delle pareti del combustore.

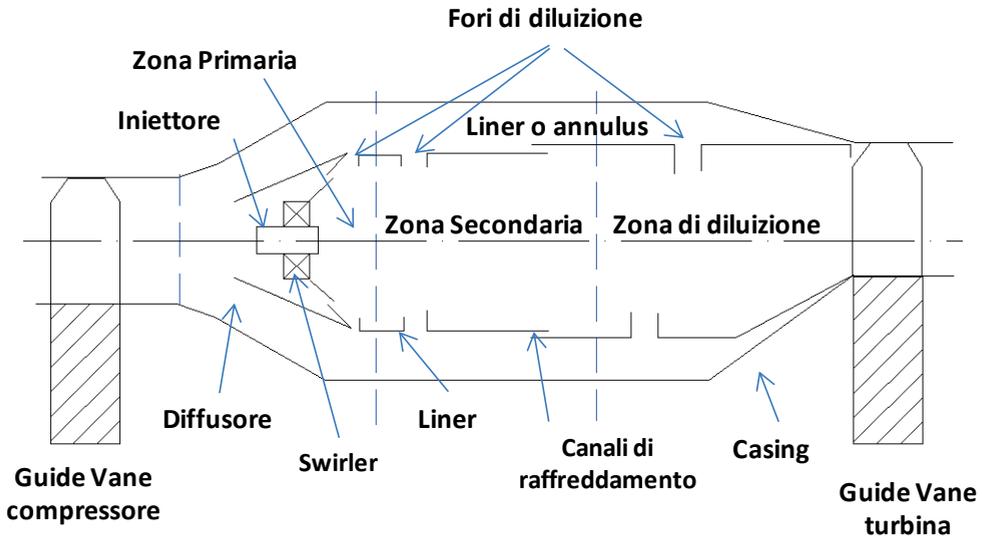


Figura 3.30. Schema di un combustore.

In base alla particolare configurazione, la cui scelta dipende soprattutto dallo spazio disponibile, le camere di combustione vengono classificate in:

- Camere di combustione tubolari “single-can e multi-can” (monotubolari o multi-tubolari in cui i tubi di fiamma sono disposti intorno all’asse del motore), come mostrato nelle figure 3.31 e 3.32.

Ciascun elemento tubolare, in cui casing e liner sono cilindri concentrici, è una camera di combustione completa. I vari tubi di fiamma sono interconnessi in modo da operare nelle stesse condizioni di pressione. Negli impianti industriali è diffusa la configurazione single can mentre nei motori aeronautici è impiegata la disposizione multi-can che consente di ottimizzare gli ingombri.

- Camere di combustione anulari in cui il casing ed il liner di forma anulare sono concentrici (figura 3.33). La configurazione anulare prevede quindi un’unica camera di combustione che avvolge l’albero motore con diversi punti di iniezione di combustibile disposti lungo la circonferenza. Il principale vantaggio di questa camera di combustione è che a parità di prestazioni è più corta di una camera tubolare (minori perdite di carico) riducendo così peso, ingombro e costo, mentre lo svantaggio più importante deriva dalla minore resistenza strutturale.

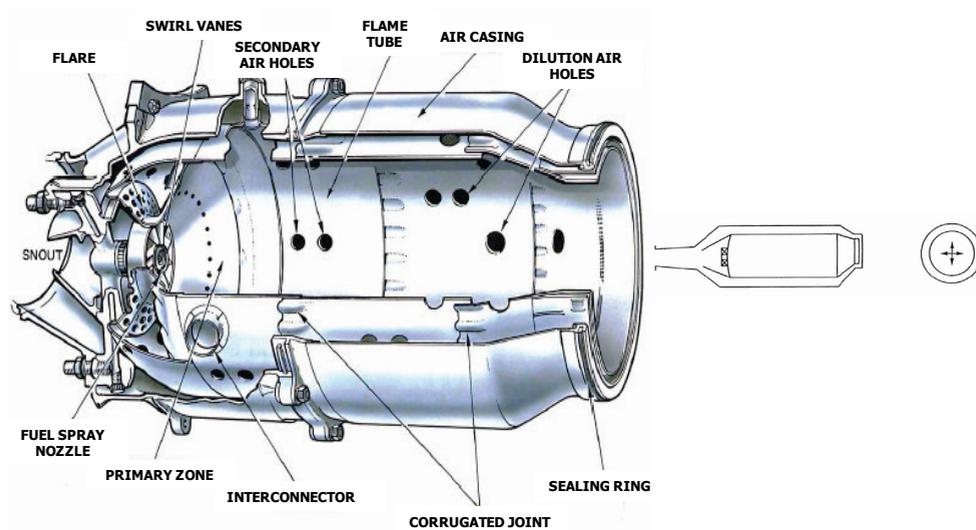


Figura 3.31. Combustore tubolare (single-can combustor).

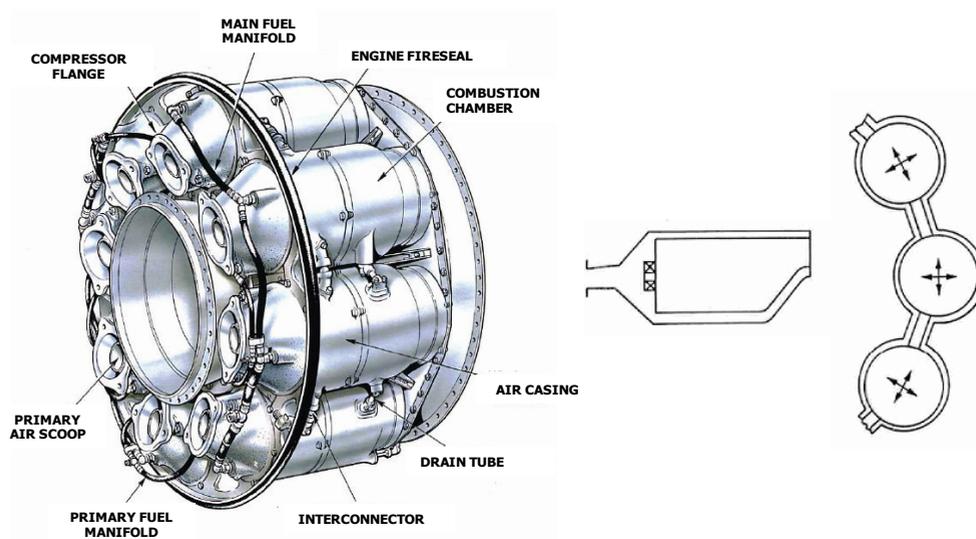


Figura 3.32. Combustore multi-tubolare (multi-can combustor).

Ciononostante, l'impiego e lo sviluppo di camere di combustione anulari è in rapida crescita e diffusione, soprattutto in campo aeronautico. Infatti, il continuo incremento delle temperature di ingresso in turbina e l'utilizzo di

combustori DLN (dry-low NO_x) hanno richiesto una progressiva riduzione della portata di diluizione. Ciò comporta, nel caso dei più lunghi combustori tubolari maggiori difficoltà per un raffreddamento efficace dei canali di collegamento combustore-turbina.

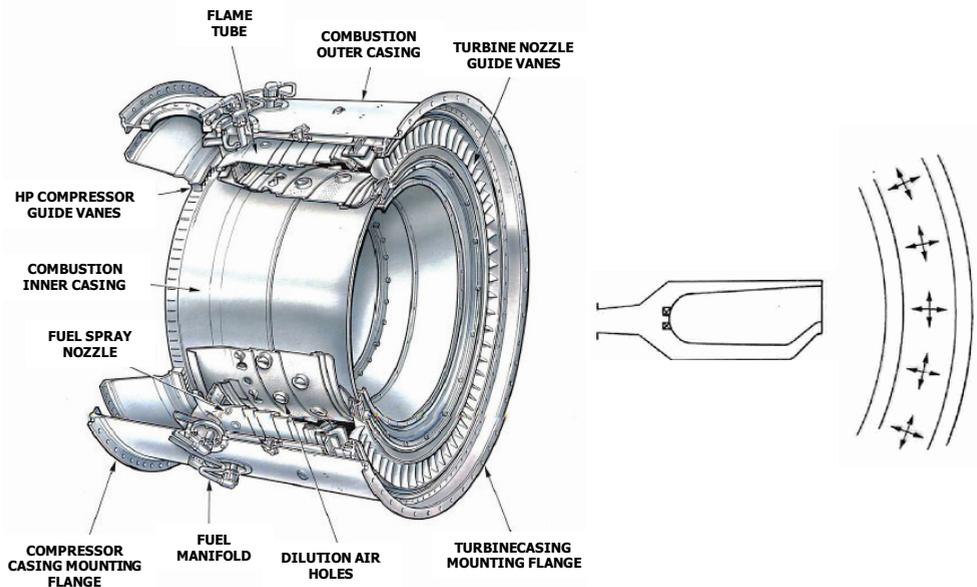


Figura 3.33. Combustore anulare (annular combustor).

Ciononostante, l'impiego e lo sviluppo di camere di combustione anulari è in rapida crescita e diffusione, soprattutto in campo aeronautico. Infatti, il continuo incremento delle temperature di ingresso in turbina e l'utilizzo di combustori DLN (dry-low NO_x) hanno richiesto una progressiva riduzione della portata di diluizione. Ciò comporta, nel caso dei più lunghi combustori tubolari maggiori difficoltà per un raffreddamento efficace dei canali di collegamento combustore-turbina.

- Camere di combustione tubo-anulari costituite da un certo numero di tubi di fiamma che vengono alloggiati in un singolo casing anulare (figura 3.34). Il flusso di aria è simile a quello delle camere tubolari. Questa configurazione unisce il vantaggio di facilità di manutenzione delle camere tubolari con la compattezza delle camere anulari.

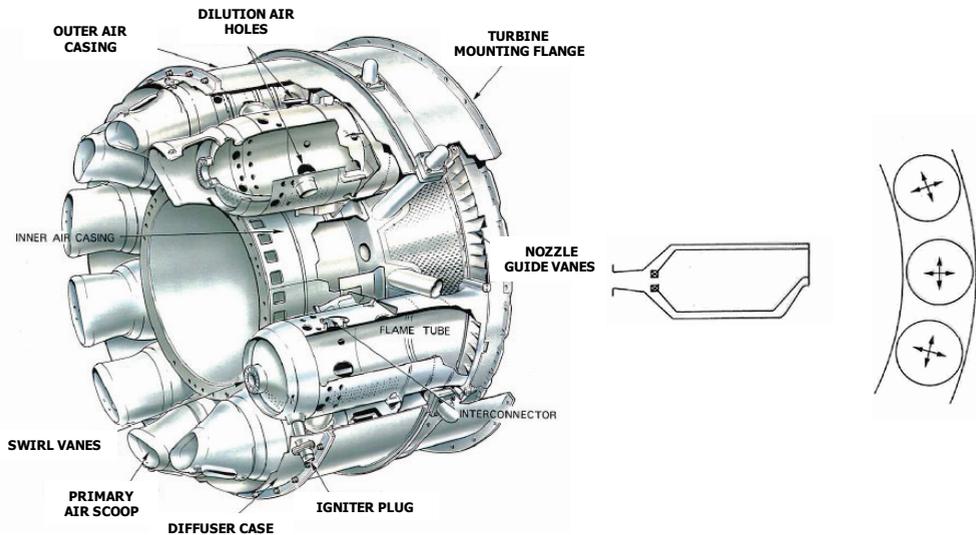


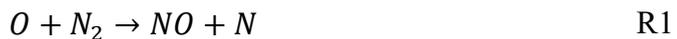
Figura 3.34. Combustore tubo-anulare (cannular combustor).

Poiché le turbine a gas sono alimentate solo con combustibili gassosi o con distillati leggeri pregiati al fine di evitare il deterioramento dei componenti operanti a più elevata temperatura, le uniche emissioni inquinanti di interesse sono gli NO_x , e in misura molto minore, gli incombusti, CO e HC, che possono risultare dal processo di combustione solo in condizioni di deficit di ossigeno o di punti freddi in camera di combustione.

Le tecnologie disponibili per il controllo delle emissioni di NO_x sono classificate in sistemi di controllo delle emissioni durante la combustione e in sistemi di rimozione a valle della combustione basati sui processi catalitici SCR già discussi precedentemente.

Durante il processo di combustione gli ossidi di azoto prodotti sono quasi esclusivamente di origine termica in quanto la produzione di fuel NO_x diventa apprezzabile solo nel caso di alimentazione con combustibili liquidi caratterizzati da tenori di azoto superiori a circa 150-200 ppm.

Secondo il modello proposto da Zeldovich (meccanismo termico) la formazione degli NO_x di tipo thermal è legata alla dissociazione ad alta temperatura dell'azoto molecolare (N_2) e dell'ossigeno (O_2) dell'aria di combustione e quindi alle seguenti reazioni di ossidazione:





La reazione R1 avviene ad alte temperature (superiori a 1500°C) a causa dell'elevata energia di attivazione richiesta per rompere i legami dell'azoto molecolare (circa 20 volte maggiore rispetto alla reazione R2). Nell'ipotesi di condizioni quasi stazionarie e in presenza di quantità di O₂ sufficientemente grandi si può assumere che il consumo di atomi di N sia uguale alla sua formazione (ipotesi valida per miscele magre), e cioè che le reazioni R1 e R2 avvengano completamente e che la R3 sia trascurabile. La velocità di formazione di NO può essere quindi scritta in forma semplificata come:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{R1}(T) \cdot [O_2]^{0.5} \cdot [N_2] \quad 3.26$$

dove k_{R1} rappresenta la velocità di reazione della R1 la cui dipendenza dalla temperatura è espressa dalla legge di Arrhenius.

Dalla 3.26 si deduce quindi che la formazione di NO è strettamente legata, oltre ai tempi di residenza nel combustore (la concentrazione di NO è crescente nel tempo), alla temperatura massima raggiunta durante la combustione (cioè ai picchi di temperatura) e alla concentrazione di ossigeno nella zona di fiamma.

Tali condizioni possono essere favorite dal tipo di miscelazione che si realizza tra combustibile e comburente. Nel caso in cui i reagenti entrino separati nella camera di combustione e il loro miscelamento avvenga con una velocità inferiore a quella della reazione (il meccanismo di miscelamento controlla la velocità del processo) la combustione è detta diffusiva (fiamme diffuse) e avviene in condizioni stechiometriche e quindi con elevate temperature di fiamma. Nel caso in cui i reagenti entrino in camera di combustione già miscelati in modo omogeneo oppure il loro miscelamento sia caratterizzato da una velocità superiore a quella della reazione chimica, la combustione è detta premiscelata ed avviene in condizioni di rapporti di equivalenza (Φ) non stechiometrici (necessariamente entro i limiti di infiammabilità della miscela) e con temperature inferiori rispetto a quelle raggiunte nel caso di fiamma diffusiva. La figura 3.35 mostra l'andamento qualitativo delle emissioni di NO_x per i combustori a fiamma diffusiva (condizioni stechiometriche nella zona di fiamma) e quelli a fiamma premiscelata in funzione del rapporto di equivalenza Φ e i relativi campi di funzionamento.

Gli interventi per la riduzione degli NO_x in sede di combustione si basano quindi su due strategie, il controllo dei picchi di temperatura e la riduzione della concentrazione di ossigeno in prossimità della fiamma.

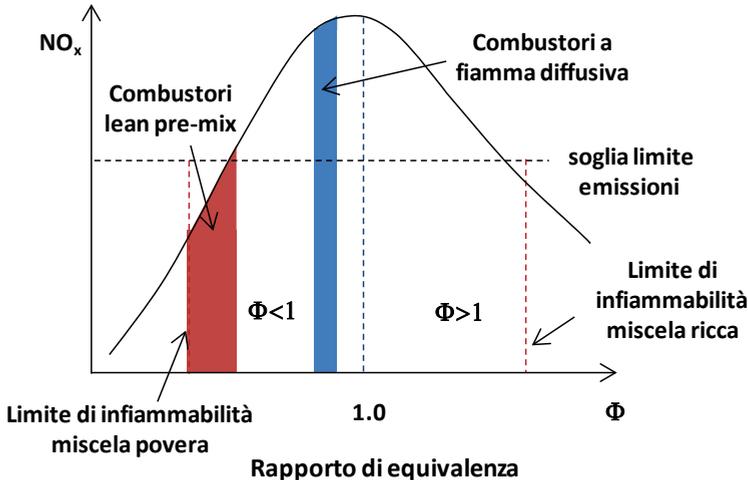


Figura 3.35. Andamento qualitativo delle emissioni di NO_x in funzione del rapporto di equivalenza Φ e i relativi campi di funzionamento.

Le tecnologie disponibili, sviluppate seguendo questi obiettivi, sono: i) combustori con iniezione di acqua o vapore (Wet Low Emission, WET), ii) combustori a secco (Dry Low NO_x , DLN) o combustori a fiamma premiscelata magra (lean pre-mix, LPM), iii) combustori RQL (Reach-Quench-Lean burn combustion), v) combustori catalitici.

L'iniezione di diluenti inerti, cioè di sostanze che non partecipano alle reazioni chimiche che si sviluppano nel processo di combustione, è il metodo più semplice per ridurre le emissioni di NO_x grazie all'abbassamento della temperatura di fiamma. Infatti, l'effetto del diluente è di assorbire una parte dell'energia termica liberata dalle reazioni di combustione, riducendo così la temperatura di fiamma. Il diluente più utilizzato è l'acqua (trattata, allo stato liquido o di vapore) in quanto, oltre ad essere facilmente disponibile, presenta caratteristiche termodinamiche particolarmente favorevoli (a parità di energia termica assorbita e di decremento di temperatura la massa da iniettare in camera di combustione è minore rispetto ad altri possibili diluenti come l'azoto). Le portate iniettate sono basse, con valori del rapporto acqua/combustibile compresi nell'intervallo 0.5-1.5, per cui il combustore non deve

subire particolari modifiche. La diluizione con acqua consente di ridurre notevolmente le emissioni di NO_x , fino a circa 40-45 ppm nel caso di alimentazione con combustibili gassosi.

Per quanto riguarda le prestazioni d'impianto, nel caso di una turbina a gas alimentata con gas naturale, l'iniezione di acqua con rapporto acqua/combustibile pari ad 1 determina una diminuzione di rendimento di circa il 3-4%, operando in ciclo semplice, e di circa il 2-3% operando in ciclo combinato ma un aumento della potenza del 5-10%.

L'impiego del vapore impone necessariamente la presenza di un generatore di vapore, per cui il suo utilizzo come diluente diventa conveniente solo nel caso di cicli combinati o cogenerativi (ciclo STIG) in cui è presente una caldaia a recupero. Le prestazioni rispetto alla configurazione in ciclo semplice migliorano sia in termini di rendimento grazie al recupero termico sui gas di scarico sia in termini di potenza per la maggiore portata elaborata dalla turbina.

Nei combustori DLN la fiamma è premiscelata e il controllo delle emissioni di NO_x avviene realizzando opportuni rapporti aria/combustibile nella zona di combustione. In particolare, l'abbassamento della temperatura di fiamma è ottenuto mediante la riduzione di ossigeno, realizzando miscele povere nella zona primaria e successivamente, nella zona secondaria, ricche (postcombustione delle miscele formate nella prima zona). Il combustibile e l'aria premiscelati entrano in camera di combustione e vengono rallentati per permettere l'instaurarsi di un fronte di fiamma stabile. La velocità deve essere comunque superiore a quella di propagazione del fronte di fiamma per evitare il fenomeno del flashback.

La stabilità della combustione in tutto il campo operativo (soprattutto durante l'avviamento e ai bassi carichi), resa più complessa dalle condizioni non-stechiometriche tipiche delle fiamme premiscelate, è ottenuta attraverso la cosiddetta combustione a stadi, realizzata con il frazionamento del combustibile (fuel staging) o il frazionamento dell'aria (air staging) schematizzati in figura 3.36.

Nel fuel staging sono presenti due stadi distinti di combustione in ciascuno dei quali viene introdotta una parte dell'aria totale, mantenuta costante al variare del carico, e il combustibile frazionato in modo da realizzare il rapporto di equivalenza desiderato, sempre inferiore a quello stechiometrico. Nel secondo stadio la possibilità di operare con miscele anche molto magre ai bassi

carichi è garantita dai gas combusti provenienti dal primo stadio poiché la stabilità della fiamma è assicurata dalle alte temperature.

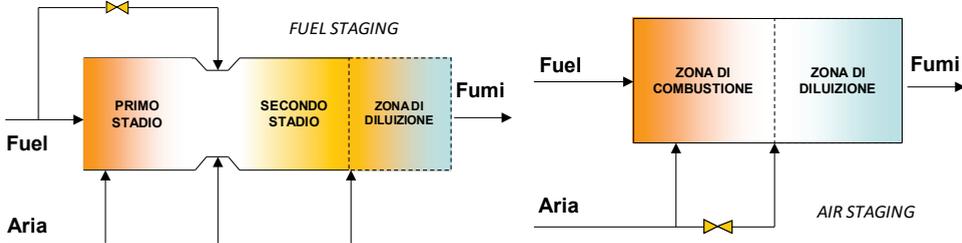


Figura 3.36. Schema del fuel staging e dell'air staging.

Nell'air staging il controllo della temperatura di fiamma è ottenuto attraverso la regolazione dell'aria introdotta nella zona di combustione. Rispetto ai combustori fuel staging le condizioni ottimali di funzionamento sono più complesse da ottenere, data la maggiore difficoltà di misurare e regolare la portata d'aria. Con i combustori DLN le emissioni di NO_x possono essere ridotte fino a circa 25 ppm.

Nei combustori RQL (Rich-burn Quick-quench Lean-burn) (figura 3.37) si realizza una zona primaria ricca di combustibile (rich-burn) in grado di stabilizzare la fiamma, una zona intermedia con introduzione di un flusso d'aria che si mescola rapidamente ai gas combusti (quick quench) e una zona di diluizione dove la combustione è completata in forte eccesso d'aria (lean burn). Il rapporto di equivalenza nella zona primaria di combustione ricca varia tra 1.2 e 1.6, mentre nella zona di combustione magra assume valori tra 0.5 e 0.7.

La riduzione delle emissioni di NO_x al di sotto dei 3-5 ppm è ottenuta mediante lo sviluppo dei combustori catalitici in cui il combustibile e tutta l'aria di combustione vengono premiscelati a monte del combustore, all'interno del quale le reazioni di combustione vengono attivate da un catalizzatore a temperature molto inferiori rispetto a quelle richieste. L'uso del catalizzatore consente una combustione stabile con picchi di temperatura di circa 1000°C più bassi rispetto a quelli abituali, riducendo drasticamente gli NO_x . Uno dei problemi che possono insorgere nella combustione catalitica è l'autocombustione a monte del catalizzatore, nelle zone vicino all'iniettore. È necessario quindi che vengano ridotti i tempi di miscelazione.

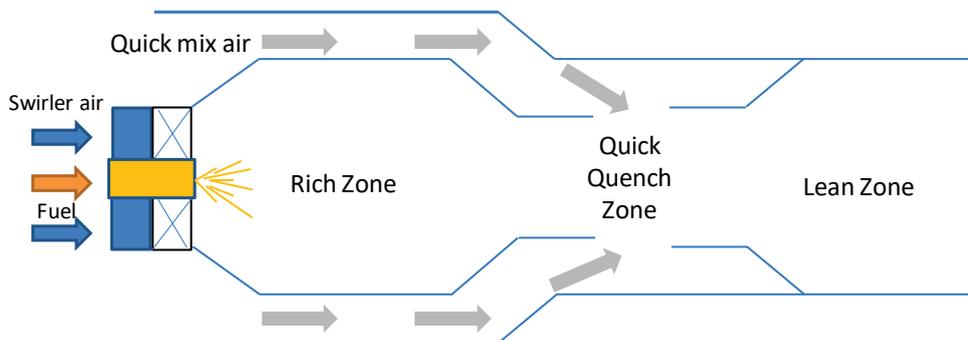


Figura 3.37. Schema combustore RQL.

3.5.3 La turbina a gas

La turbina è la macchina dinamica, generalmente assiale in cui espande il fluido motore in uscita dalla camera di combustione. Le sue condizioni di esercizio sono particolarmente gravose poiché, dall'analisi termodinamica del ciclo Joule reale e dalle osservazioni fatte, è evidente che l'ottimizzazione dell'impianto, in termini di rendimento e lavoro specifico utile, è strettamente dipendente dalla possibilità di incrementare la temperatura di ingresso in turbina che può raggiungere, nelle applicazioni più avanzate, addirittura i 1700°C. Tali temperature di funzionamento, come verrà di seguito discusso, impongono la realizzazione di sistemi di raffreddamento degli stadi fino a temperature compatibili con la resistenza termica dei materiali. Pertanto, la progettazione della macchina prevede carichi aerodinamici elevati per stadio (circa 300 kJ/kg) finalizzati alla riduzione delle superfici da raffreddare. Ciò comporta una riduzione del rendimento politropico complessivo che per le macchine heavy duty raggiunge valori pari al 90%. L'energia cinetica posseduta dai fumi in uscita dalla turbina è recuperata a valle dell'ultimo stadio mediante un diffusore che, opportunamente dimensionato, consente di aumentare il salto di pressione disponibile. Infatti, il recupero dell'energia cinetica attraverso il diffusore genera una lieve depressione nella sezione di uscita dello stadio (sezione di ingresso del diffusore) con incremento del lavoro di espansione.

3.5.3.1 Il raffreddamento delle pale

La possibilità di operare con TIT che superano i limiti di resistenza alle severe sollecitazioni termiche, chimiche (ossidazione, corrosione ed erosione) e meccaniche cui sono sottoposti i materiali che costituiscono le palettature statoriche e rotoriche dei primi stadi della turbina e gli organi ad essa collegati, hanno reso necessari due interventi progettuali:

- ricerca e sviluppo di materiali ad alta resistenza termomeccanica e chimica;
- refrigerazione delle parti della macchina più esposte ai gas caldi.

Per quanto riguarda i materiali da impiegarsi nella realizzazione delle palettature delle turbine a gas, la loro scelta è condizionata principalmente dalla resistenza all'alta temperatura di esercizio. Oltre alla resistenza alla sollecitazione meccanica normalmente esistente nelle turbomacchine, soprattutto per le parti rotanti (sforzi centrifughi), è cruciale la resistenza a ossidazione e corrosione, principalmente dovute all'alta reattività dell'ossigeno ad elevata temperatura e all'erosione causata dal passaggio dei gas ad alta velocità.

I materiali ferrosi (acciai alto-legati) rivelano una insufficiente resistenza a creep già nel campo 500-600°C, come è ben noto dalla pratica delle macchine a vapore.

Risultati nettamente migliori si ottengono con leghe a base nichel o a base cobalto, le prime usate prevalentemente nelle pale rotoriche (in virtù di migliori proprietà meccaniche) e le seconde in pale statoriche. In tabella 3.2 sono riportate le caratteristiche di alcune superleghe a base nichel utilizzate nell'applicazione delle turbine a gas in campo aeronautico.

Nelle condizioni di esercizio di una TG il fenomeno più significativo è lo scorrimento viscoso che determina lo stato di sollecitazione ammissibile. Infatti, a parità di sforzo di trazione, lo scorrimento viscoso provoca nel tempo una deformazione progressiva del materiale, fino alla rottura. Lo stato di sollecitazione ammissibile σ (MPa) è valutabile, in sede progettuale, attraverso il parametro di Larson-Miller, P_{LM} , che correla la temperatura di esercizio T (K) e il tempo di rottura t_r (h):

$$T \cdot (20 + \log t_r) = P_{LM} = f(\sigma) \quad (3.27)$$

La figura 3.38 mostra come acciai al carbonio e acciai alto-legati presentino un'insufficiente resistenza al creep già nel campo di temperatura 500-600°C. Infatti, se si considera un acciaio Ni-Cr 18-8 con un parametro di Larson

Miller di $20 \cdot 10^3$ e un numero di ore di funzionamento $t_r = 10^5$, la temperatura di funzionamento è pari a circa 800 K, temperatura non proponibile per le TG.

Tabella 3.3. Superleghe a base nichel utilizzate principalmente nell'applicazione delle turbine a gas in campo aeronautico.

INCONEL® alloy 625	Ni 61.0 %, Cr 21.5 %, Mo 9.0 %, Nb 3.6 %, Fe 2.5 %	Resistente agli ambienti molto corrosivi e all'ossidazione alle alte temperature, con elevate caratteristiche meccaniche fino a $T=815^\circ\text{C}$
INCONEL® alloy 617	Ni 52.0 %, Cr 22.0 %, Co 12.5 %, Mo 9.5 %, Fe 1.5 %, Al 1.2 %	Elevata tenacità e stabilità alle alte temperature e resistenza all'ossidazione.
INCONEL® alloy HX	Ni 47.0 %, Cr 22.0 %, Fe 18.0 %, Mo 9.0 %, Co 1.5 %, W 0.6 %, C 0.1 %	Tenacità, lavorabilità e resistenza alla ossidazione fino a temperature di 1100°C .
UDIMET® alloy 720	Per dischi, Ni 56.0 %, Cr 16.0 %, Co 14.7 %, Ti 5.0 %, Mo 3.0 %, Al 2.5 %, W 1.25 %; Per palette il Cr nominale è 18.0 %	Palette e dischi di turbine aeree quando è richiesta alta resistenza meccanica e stabilità strutturale.
UDIMET® alloy 700	Ni 53.0 %, Co 18.5 %, Cr 15.0 %, Mo 5.2 %, Al 4.3 %, Ti 3.5 %	Resistenza all'attacco corrosivo a caldo.
NIMONIC® alloy 90	Ni 60.0 %, Cr 19.5 %, Co 16.0 %, Ti 2.5 %, Al 1.5 %	Impieghi fino a 925°C .

Un miglioramento delle proprietà meccaniche dei materiali è possibile attraverso particolari trattamenti di solidificazione. Infatti, la solidificazione direzionale (DS) in cui i grani cristallini hanno una struttura unidirezionale, orientata secondo lo sviluppo radiale della pala, ha consentito un incremento di circa 30°C della temperatura ammissibile, con aumento della resistenza a trazione del 25%, rispetto alla solidificazione equiassiale.

Ulteriori incrementi di resistenza meccanica alle alte temperature si ottengono con la realizzazione di strutture monocristalline (Single Crystal, SC) in cui non esistono direzioni preferenziali di attacco, capaci di offrire una buona resistenza a fatica termomeccanica fino a circa 1250°C . Poiché il pieno potenziale delle leghe monocristalline non è stato ancora raggiunto, si può prevedere un ulteriore incremento della temperatura di utilizzo di questa classe di leghe.

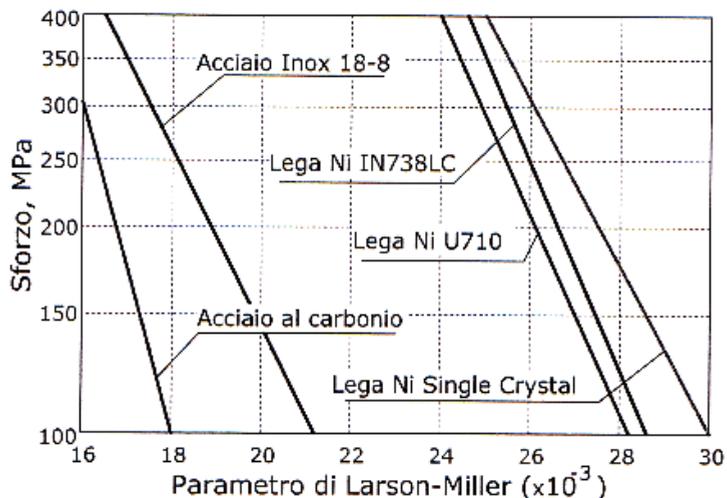


Figura 3.38. Curve di Larson-Miller per acciai convenzionali e per materiali avanzati.

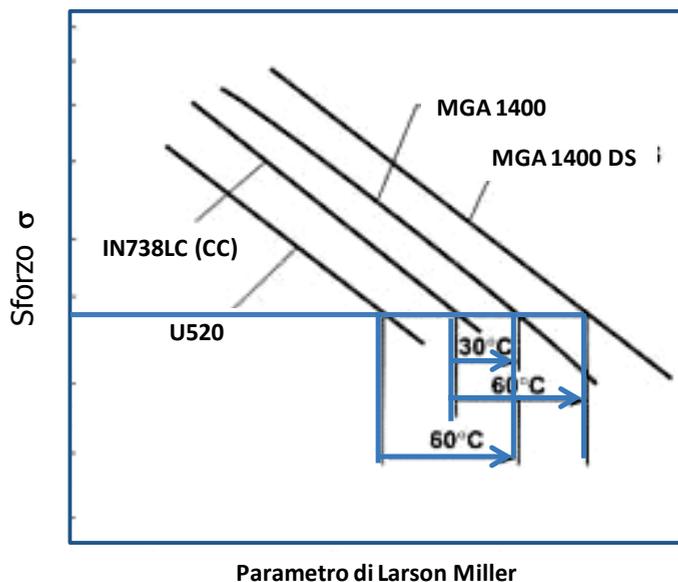


Figura 3.39. Incremento di temperatura conseguito con le diverse tecniche di solidificazione.

I miglioramenti ottenuti con le diverse tecniche di solidificazione sono evidenti in figura 3.39, in cui sono indicati gli incrementi di temperatura ottenuti a parità di sforzo ammissibile per leghe diverse o, per uno stesso materiale, considerando le diverse tecniche di solidificazione.

Pertanto, si può osservare che essendo le temperature massime consentite dai materiali nell'intervallo 750-1100°C, la refrigerazione delle pale (primi stadi statorici e rotorici) diventa essenziale per consentire le alte temperature di esercizio delle moderne turbine a gas. Infatti, se il miglioramento delle caratteristiche dei materiali ha permesso, negli ultimi 40 anni, un aumento della temperatura di circa 350°C, i sistemi di raffreddamento sempre più complessi hanno consentito, nello stesso arco di tempo, un incremento della temperatura di circa 1000°C.

3.5.3.2 Le tecniche di raffreddamento

I sistemi di refrigerazione si possono classificare in funzione delle diverse soluzioni tecniche e dei tipi di refrigerante utilizzati.

Una prima distinzione è tra i sistemi a circuito chiuso e sistemi a circuito aperto.

I sistemi a circuito “chiuso” sono quelli in cui il fluido refrigerante non è miscelato con la corrente gassosa evolvente in turbina, e quindi richiedono tecnologie più complesse per la realizzazione del circuito di raffreddamento del refrigerante stesso. Tuttavia, vantaggi possono derivare dal recupero del calore asportato: la serie H della GE prevede il raffreddamento a vapore in circuito chiuso delle palettature più calde, con utilizzo del calore asportato per effettuare il risurriscaldamento nel ciclo a vapore bottomer nella disposizione in ciclo combinato.

Nei sistemi di refrigerazione a circuito “aperto” è prevista invece la miscelazione del refrigerante esausto con la corrente principale. Ciò comporta:

- eliminazione delle complicazioni impiantistiche dei condotti di ritorno del circuito refrigerante;
- potenziamento dell'effetto refrigerante in alcune zone della pala;
- parziale recupero nella successiva fase di espansione del calore asportato e dell'energia spesa per alimentare il circuito di raffreddamento.

Un'ulteriore classificazione, all'interno dei sistemi a circuito chiuso ed aperto, può essere effettuata a seconda che il circuito di raffreddamento sia realizzato all'interno della pala (sistemi di refrigerazione interna) o che, invece, interessi la sua superficie esterna (sistemi di refrigerazione esterna).

Esiste inoltre la possibilità di utilizzare diversi tipi di fluido refrigerante, aria, vapore ed acqua: la scelta del refrigerante, che per le sue caratteristiche termofluidodinamiche caratterizza l'efficacia rigenerativa e, quindi, le prestazioni del ciclo, dipende dalla sua disponibilità e dal suo possibile impiego nelle tecniche di raffreddamento adottate.

a) Le tecniche di raffreddamento interno: la convezione interna

Nella convezione interna si tratta di realizzare all'interno della pala cavità entro cui fluisce il fluido refrigerante.

Il raffreddamento convettivo prevede lo scambio di calore tra il gas (all'esterno) e l'aria di raffreddamento (all'interno della pala) attraverso la parete metallica della pala. Tra la parete esterna della pala (a temperatura T_b) e il flusso principale del gas (a temperatura T_g) deve esistere un flusso termico φ :

$$\varphi = k_g(T_g - T_b) \quad (3.28)$$

tale da ottenere $T_b < T_{bmax}$, dove T_{bmax} è la massima temperatura sopportabile dal materiale nelle condizioni di sforzo che si verificano in esercizio e k_g è il coefficiente di scambio convettivo tra gas e parete esterna della pala (figura 3.40).

I flussi termici scambiati sono ingenti. Appare quindi evidente come la portata di fluido refrigerante in una moderna turbina a gas possa costituire una frazione considerevole del flusso principale e quindi abbia una notevole influenza sulla termodinamica del ciclo. Per limitare il più possibile tale portata occorrerà: i) limitare le superfici da raffreddare. Per fare ciò occorre dividere il salto entalpico della turbina sul minor numero possibile di stadi, cioè realizzare un carico aerodinamico elevatissimo sulle palettature; ii) ottenere la massima efficacia di raffreddamento mediante circuiti molto sofisticati dal punto di vista della capacità di scambio; iii) ridurre lo spessore delle pale, compatibilmente con la resistenza meccanica e con i problemi costruttivi.

Il più semplice schema refrigerativo di tipo convettivo, rappresentato in figura 3.41, è quello di disporre una serie di piccoli tubi parallelamente tra loro e in modo tale che l'asse segua la forma della pala nel suo sviluppo radiale. L'efficienza refrigerativa di questo schema è limitata: solo elevate velocità

del flusso refrigerante (cui si accompagna necessariamente un'elevata portata) consentono di ottenere coefficienti di scambio termico accettabili.

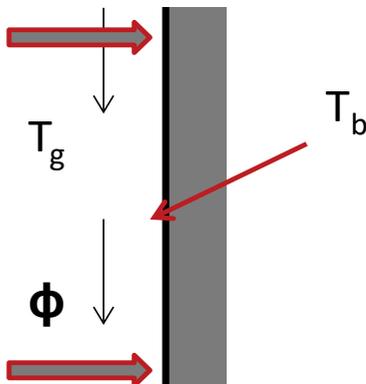


Figura 3.40. Schema dello scambio termico.



Figura 3.41. Convezione interna (primo stadio 7FA General Electric).

Più efficiente si rivela, invece, la refrigerazione mediante serpentine (multipass), in cui un canale, di sezione trasversale più elevata rispetto a quella dei tubi, percorre la pala nel suo sviluppo radiale, alternando tratti centrifughi a tratti centripeti. L'efficienza refrigerativa viene inoltre assicurata dalla presenza, all'interno del canale, di piccoli rilievi (ribs) che aumentano la turbolenza e la superficie di scambio termico (figura 3.42a).

Per la refrigerazione del bordo d'uscita della pala che non può essere ispessito si ricorre a piccoli cilindri (pin fins) che oltre ad aumentarne la robustezza incrementano la superficie di scambio termico e la turbolenza del flusso con l'effetto di migliorare il coefficiente di scambio termico, come mostrato in figura 3.42b.

Gli aspetti negativi della convezione interna sono l'ispessimento notevole dei profili, la scarsa efficienza refrigerativa che impone elevate portate di refrigerante (fino al 20-25% del flusso principale) e un mediocre comportamento nei transitori.

Per incrementare ulteriormente l'efficacia refrigerativa, oltre che per ridurre le eccessive portate di refrigerante tipiche della convezione interna, si utilizza l'impingement, schematizzato in figura 3.43.

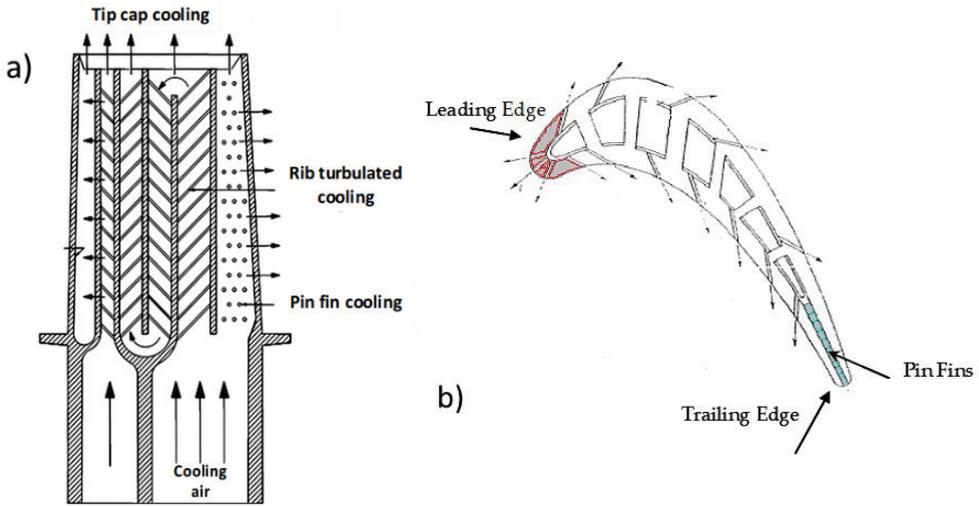


Figura 3.42. a) Refrigerazione interna mediante serpentine, ribs e pin fins; b) refrigerazione del bordo d'uscita della pala.

Esso consiste nel colpire ad alta velocità la superficie interna della pala con una serie di getti di refrigerante ottenuti mediante una camicia posta all'interno della pala sulla quale si realizzano piccoli fori. Pur essendo uno dei più efficaci sistemi di raffreddamento interno, l'impingement presenta ancora grossi difetti, data la difficoltà, in sede progettuale, di bilanciare opportunamente i vari getti al fine di eliminare la disuniformità nella distribuzione di temperatura sulla superficie palare.

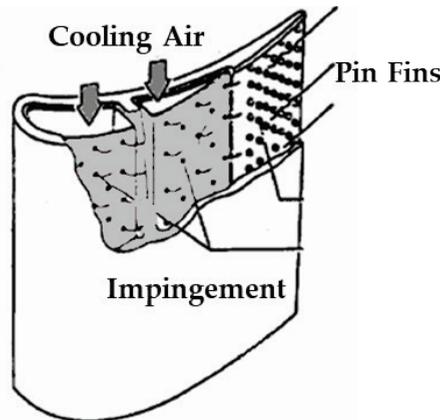


Figura 3.43. Schema di refrigerazione interna mediante impingement.

Le tecniche di refrigerazione interna fin qui esaminate consentono, in ogni caso, solo una limitata riduzione della temperatura della pala, soprattutto per le superfici a diretto contatto con i gas caldi.

b) Le tecniche di raffreddamento esterno: il film cooling

Il film cooling (figura 3.44) è la più diffusa tra le tecniche di refrigerazione esterna, e consiste nel creare una pellicola di refrigerante che avvolge, parzialmente o completamente, la superficie della pala, proteggendola dai gas caldi. Il film è generato facendo uscire a velocità opportuna il refrigerante da fessure o piccoli fori realizzati sulla parete calda della pala.

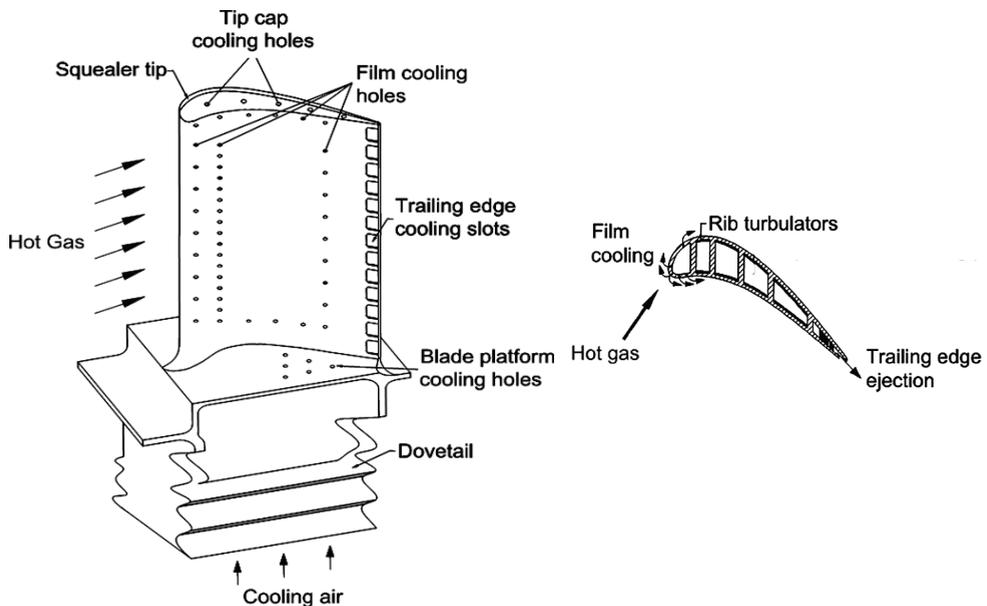


Figura 3.44. Refrigerazione mediante film cooling.

Uno degli aspetti più complessi del film cooling è l'interpretazione dello scambio termico che si realizza contemporaneamente tra pala, refrigerante e gas caldi, a differenza di quanto avviene nella refrigerazione interna in cui, invece, la separazione fisica, operata dalla pala, tra fluido refrigerante e gas caldi semplifica notevolmente il problema.

Dal punto di vista costruttivo il raffreddamento a film richiede una realizzazione della pala ancora più complessa, e necessita di un'elevata pulizia dell'aria e del combustibile, al fine di evitare pericolose occlusioni dei forellini di eiezione.

Con il film cooling, utilizzato soprattutto per lo statore del primo stadio, si ottiene un'ottima efficacia refrigerativa con una riduzione, rispetto alle migliori soluzioni convettive, del 20-30% della portata di refrigerante.

c) Le tecniche di raffreddamento esterno: la traspirazione

La traspirazione (figura 3.45) è un sistema di raffreddamento ancora in fase di prima sperimentazione, e risulta, almeno teoricamente, il limite di massima efficacia refrigerativa, perché caratterizzata da una piccola portata di refrigerante e da temperature di pala uniformi.

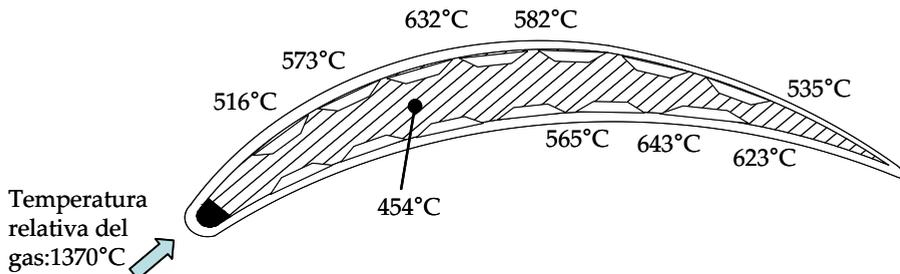


Figura 3.45. Refrigerazione mediante traspirazione.

Dal punto di vista costruttivo, si tratta di realizzare una pala in materiale poroso (il più indicato dai ricercatori è il materiale ceramico) che permetta una uniforme diffusione del refrigerante e il suo successivo scarico distribuito nella corrente principale. Le maggiori difficoltà nell'attuazione di questo sistema consistono soprattutto nella disponibilità di materiali che presentino oltre alle caratteristiche di porosità anche i necessari requisiti di resistenza meccanica.

d) Le tecniche innovative: il Thermal Blocking Coating

Il Thermal Blocking Coating (TBC) (figura 3.46) consiste nel rivestire la superficie palare con uno strato di materiale ceramico resistente alle alte temperature, il thermal barrier coating, a diretto contatto con i gas caldi. Inoltre, al fine di compensare i diversi coefficienti di dilatazione termica dei materiali impiegati, tra la superficie metallica (superlega) della paletta e il componente ceramico è posto uno strato di materiale, il bond coat.

In figura 3.47 è riportato il confronto tra l'efficacia del rivestimento ceramico sulla temperatura della superficie metallica esterna della pala rispetto alla refrigerazione convenzionale. Ciò consente, a parità di temperatura dei gas caldi e della temperatura di parete interna della pala, di ridurre la portata di refrigerante.

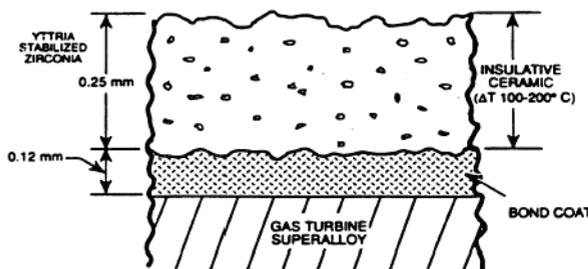


Figura 3.46. Thermal Blocking Coating (TBC).

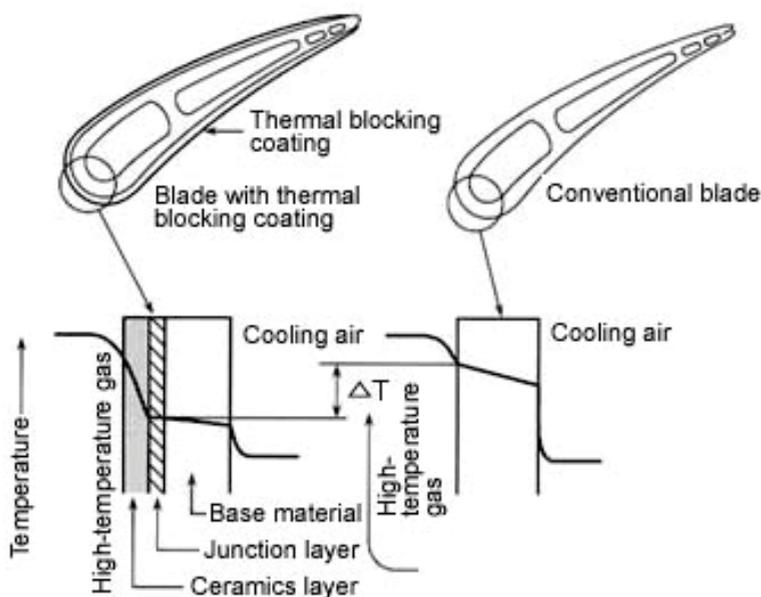


Figura 3.47. Andamento qualitativo della temperatura con il TBC.

3.5.3.3 I refrigeranti

Riguardo al tipo di refrigerante è possibile definire tre tipi di refrigerazione:

- refrigerazione ad aria;
- refrigerazione a vapore;
- refrigerazione ad acqua.

La refrigerazione con aria è certamente la più semplice, disponendo, internamente al circuito principale, del fluido refrigerante, e la più affidabile, avendo alle spalle più di venti anni di applicazione commerciale, ma ha indubbi limiti di efficacia.

In figura 3.48 è riportata una possibile configurazione di raffreddamento, in cui l'aria da inviare agli stadi della turbina viene opportunamente prelevata lungo la linea di compressione.

La portata di refrigerante prelevata dal compressore può arrivare, nelle applicazioni più spinte, addirittura al 25% del flusso principale, influenzando in maniera notevole la termodinamica del ciclo. Per ridurre il più possibile tale portata è necessario combinare opportunamente le varie tecniche di raffreddamento.

damento e limitare le superfici da raffreddare: ciò significa dividere il salto entalpico della turbina sul minore numero di stadi possibile, cioè realizzare un carico aerodinamico elevatissimo sulle palettature (per questo motivo il rendimento, 89-90%, è confrontabile con quello del compressore nonostante le favorevoli condizioni di strato limite dell'espansione).

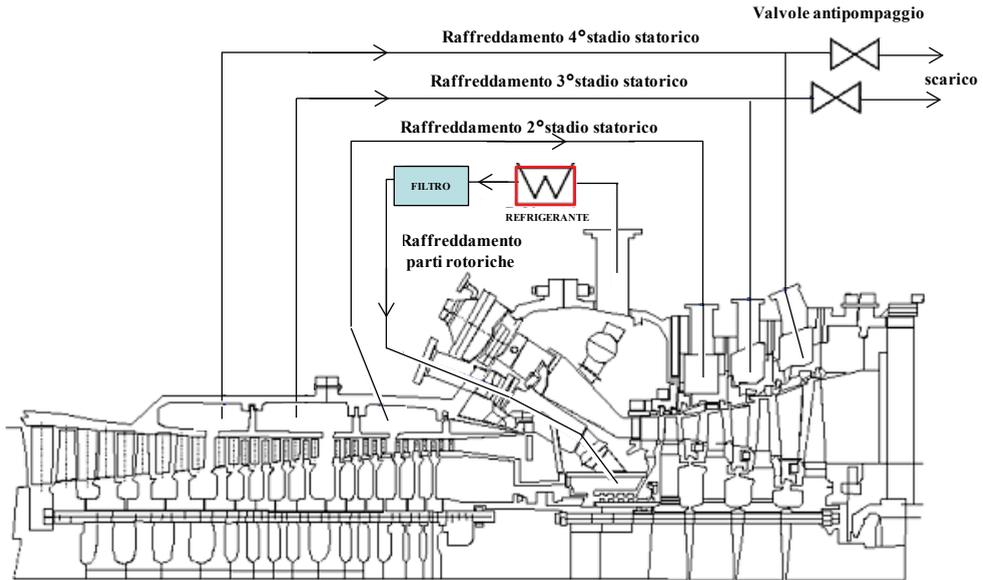


Figura 3.48. Prelievo dell'aria di raffreddamento lungo la linea di compressione.

Il vapore ha rispetto all'aria migliori caratteristiche termodinamiche. risulta infatti che:

- il calore specifico a pressione costante è quasi doppio;
- il numero di Prandtl è più alto (coefficienti di scambio termico più elevati).

Maggiore è quindi la capacità di recupero di lavoro, da parte del vapore miscelato, nella successiva espansione.

L'elevata capacità termica, inoltre, rende possibile la refrigerazione in circuito chiuso eliminando così gli effetti negativi della miscelazione, consistenti soprattutto nella riduzione della TIT. Tale sistema, per ovvi motivi, risulta particolarmente vantaggioso nelle applicazioni terrestri anche se più complesso dal punto di vista costruttivo. General Electric ha proposto, per la generazione di turbine industriali serie H (TIT pari a 1400°C), la refrigerazione a circuito chiuso con vapore utilizzato poi per il risurriscaldamento del

ciclo a vapore nella configurazione in CC. In questa applicazione, come schematizzato in figura 3.49, la caduta di temperatura dei gas si riduce da 155°C (raffreddamento ad aria) a 44°C (raffreddamento a vapore). Questa soluzione è stata tuttavia abbandonata per la complessità costruttiva, i costi elevati e le difficoltà di gestione. Le nuove macchine GE della classe H (9HA per il mercato 50 Hertz e 7HA per il mercato 60 Hertz) sono raffreddate ad aria e raggiungono TIT pari a 1600°C.

La refrigerazione ad acqua è stata proposta a partire dagli anni '60. La possibilità di ottenere forti riduzioni di temperatura della pala anche con ridotte portate di refrigerante si scontra con le notevoli complicazioni costruttive del circuito di raffreddamento che deve essere necessariamente chiuso, e in cui l'acqua deve essere portata a pressioni elevatissime per evitare il cambiamento di fase (conviene lavorare a pressioni vicine alla pressione critica).

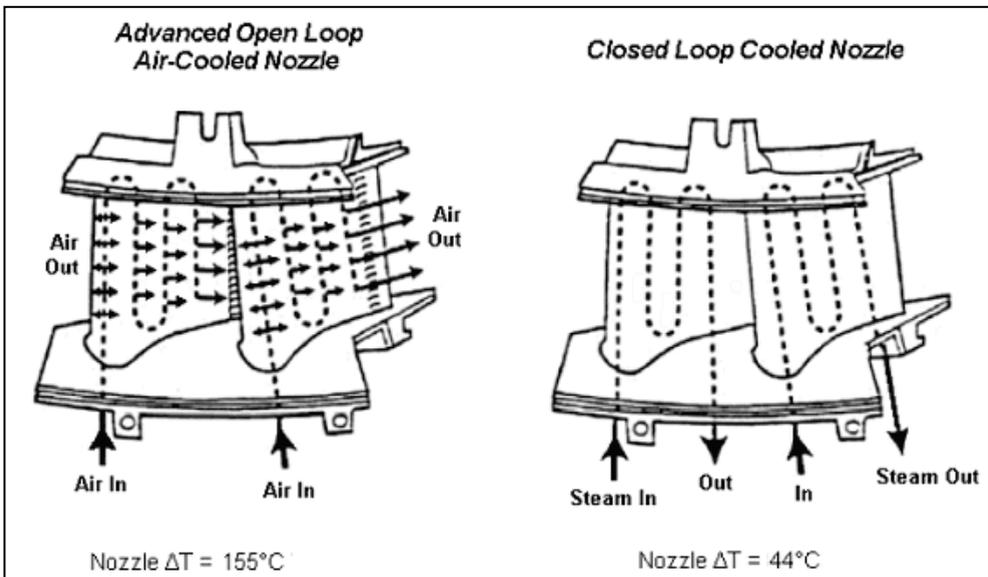


Figura 3.49. Confronto tra refrigerazione ad aria e refrigerazione a circuito chiuso con vapore.

L'uso dell'acqua potrebbe essere vantaggioso in termini rigenerativi nel caso di un ciclo combinato gas-vapore: il circuito di raffreddamento può diventare praticamente un circuito di preriscaldamento per l'impianto a vapore.

Infine, è da sottolineare che l'introduzione di qualsiasi sistema di raffreddamento porta inevitabilmente al peggioramento delle prestazioni del profilo, a causa dell'ispessimento della pala, necessario per la realizzazione dei vari sistemi di refrigerazione (in particolare per la refrigerazione interna). Infatti, a seconda dei casi la perdita di profilo può variare tra l'1% e il 3% rispetto alla pala non refrigerata.

3.6 Gli effetti del raffreddamento delle pale sulle prestazioni²³

Come già discusso, l'incremento del rendimento è legato alla temperatura d'ingresso in turbina. I sistemi di raffreddamento studiati pur consentendo il raggiungimento di TIT elevate hanno effetti sulla termofluidodinamica del sistema. In figura 3.50 è rappresentato il ciclo limite di un IMTG modificato per effetto della refrigerazione.

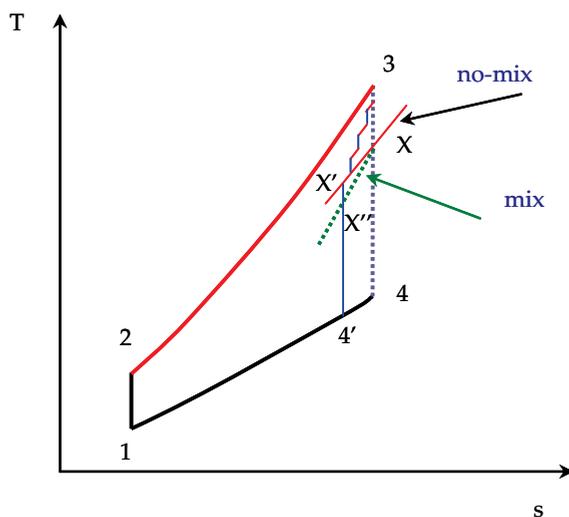


Figura 3.50. Espansione refrigerata.

Nella successiva analisi, l'effetto della refrigerazione sulla temperatura del fluido, soprattutto nei primi stadi, si considera concentrato in un solo punto

²³ L'analisi approfondita è riportata in *La refrigerazione delle palettature di turbina a gas*, Dottorato di ricerca in Ingegneria delle Macchine, BRUNO FACCHINI, Università degli studi di Firenze, 1991.

opportunamente scelto lungo la curva di espansione (punto X). In caso di assenza di miscelazione l'espansione riprenderà a partire dal punto X', mentre in presenza di miscelazione della corrente principale con il refrigerante dal punto X''.

Gli effetti termofluidodinamici che la refrigerazione ha sull'espansione sono:

- variazione della temperatura totale;
- in presenza di miscelazione si verifica una riduzione della pressione totale (pressione statica, a causa della miscelazione tra specie chimiche diverse, e di pressione dinamica a causa della riduzione di velocità);
- variazione delle caratteristiche termodinamiche del fluido e del peso molecolare (c_p , k , PM);
- variazione della temperatura allo scarico.

Di conseguenza si verificano le variazioni di lavoro utile (e quindi di rendimento a parità di calore fornito) così definite:

- δL_1 : rispetto al ciclo non refrigerato la portata in turbina risulta modificata dall'eventuale miscelazione del refrigerante con la corrente principale;
- δL_{2a} e δL_{2b} : variazione del lavoro utile a causa delle modificazioni nelle caratteristiche chimico-fisiche del fluido in caso di miscelazione (variazione rispettivamente di c_p e k);
- δL_3 : variazione negativa del lavoro utile dovuto alla riduzione della temperatura totale (è la perdita più significativa);
- δL_4 : variazione negativa del lavoro utile dovuto alla perdita di pressione totale. La miscelazione dei gas esausti con il refrigerante provoca riduzione della pressione statica e della pressione dinamica in quanto la quantità di moto del refrigerante è trascurabile rispetto a quella della corrente principale;
- δL_5 : nel caso di refrigerazione nelle schiere rotoriche con miscelazione il refrigerante viene accelerato assorbendo energia e riducendo il lavoro disponibile;
- δL_{com} : perdita di lavoro dovuta all'alimentazione del circuito refrigerante.

Per quanto riguarda il calore fornito, assumendo costante, nel caso di refrigerazione ad aria, la portata in ingresso alla camera di combustione, esso risulterà costante. Negli altri casi si dovrà valutare la variazione di calore globalmente fornito attraverso un bilancio termico del ciclo. In assenza di miscelazione risulta:

$$\delta L_1 = \delta L_2 = \delta L_4 = \delta L_5 = 0 \quad (3.29)$$

3.6.1 Refrigerazione ad aria

L'impianto refrigerato si realizza prelevando il refrigerante nei diversi stadi del compressore e inviandolo direttamente alle schiere da raffreddare (figura 3.49). I sistemi refrigerativi adottati sono la convezione interna, l'impingement e il film cooling, con miscelazione del refrigerante con la corrente principale.

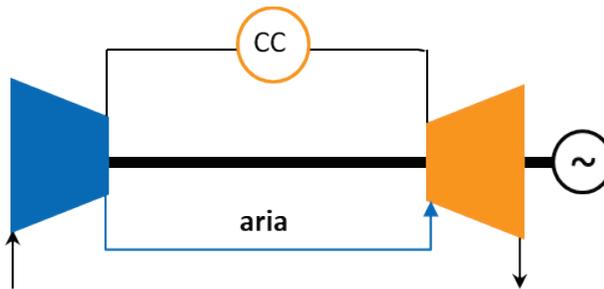


Figura 3.49. Schema impianto TG con refrigerazione ad aria.

Variazione del lavoro utile in funzione di τ

- δL_1 : la variazione di lavoro a causa della variazione di portata è crescente all'aumentare di τ ;
- δL_2 : l'aria ha caratteristiche simili ai gas evolventi, quindi c_p e k si possono assumere costanti. Ciò comporta che tale variazione può essere trascurata;
- δL_3 : la variazione di lavoro a causa della riduzione della temperatura totale risulta leggermente decrescente al crescere di τ ;
- δL_4 : la variazione di lavoro a causa della riduzione della pressione totale è contenuta e decresce al crescere di τ e dipende dallo schema refrigerativo perché varia la velocità con cui il refrigerante si miscela alla corrente principale (perdita crescente al diminuire della quantità di moto del refrigerante);
- δL_5 : la variazione di lavoro a causa dell'accelerazione del refrigerante nelle schiere rotoriche è nulla per bassi τ ;
- δL_{com} : è crescente al crescere di τ .

3.6.2 Refrigerazione a vapore senza miscelazione

In figura 3.50 è riportato lo schema d'impianto per la refrigerazione a vapore senza miscelazione. I sistemi refrigerativi adottati sono a circuito chiuso, la convezione interna e l'impingement.

Lo schema d'impianto prevede la produzione di vapore refrigerante mediante il recupero termico del calore associato ai gas di scarico (non c'è una quantità di calore aggiuntiva per alimentare il circuito refrigerante).

In una configurazione di ciclo combinato gas-vapore può essere conveniente rigenerare il calore asportato in refrigerazione nell'impianto sottoposto.

In assenza di mix gli effetti della refrigerazione si riducono alla sola asportazione di calore (variazione di temperatura totale, perdita δL_3 , crescente al crescere di τ).

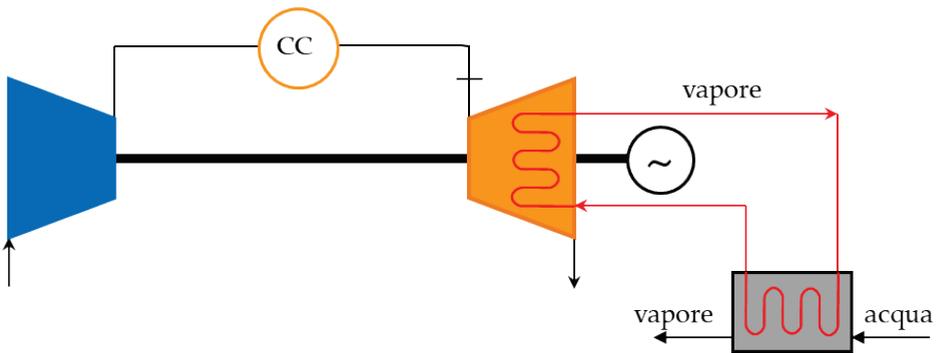


Figura 3.50. Schema impianto TG con refrigerazione a vapore senza miscelazione.

3.6.3 Refrigerazione a vapore con miscelazione

In figura 3.51 è riportato lo schema d'impianto per la refrigerazione a vapore con miscelazione. I sistemi refrigerativi adottati sono la convezione interna, l'impingement e il film cooling, con miscelazione del refrigerante con la corrente principale.

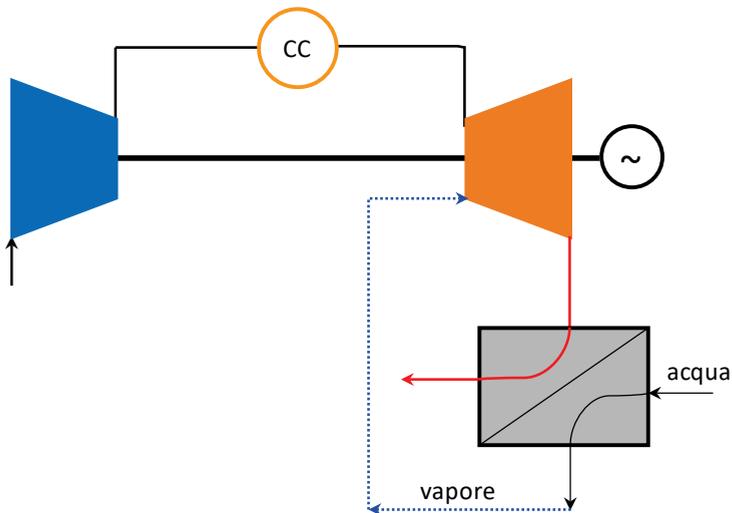


Figura 3.51. Schema impianto TG con refrigerazione a vapore con miscelazione.

Variatione del lavoro utile in funzione di τ

- δL_1 : la variazione di lavoro a causa della variazione di portata è crescente all'aumentare di τ ;
- δL_2 : il fluido refrigerante ha caratteristiche diverse dai gas evolventi; quindi, tale variazione è positiva;
- δL_3 : la variazione di lavoro a causa della riduzione della temperatura totale risulta leggermente decrescente al crescere di τ ;
- δL_4 : la variazione di lavoro a causa della riduzione della pressione totale è contenuta e decresce al crescere di τ e dipende dallo schema refrigerativo perché varia la velocità con cui il refrigerante si miscela alla corrente principale (perdita via via crescente al diminuire della quantità di moto del refrigerante);
- δL_5 : la variazione di lavoro a causa dell'accelerazione del refrigerante nelle schiere rotoriche è nulla per bassi τ .

3.6.4 Analisi delle prestazioni al variare del tipo di refrigerante

In figura 3.52 sono riportate le portate di refrigerante adimensionalizzate rispetto alla portata d'aria in ingresso al compressore per le configurazioni impiantistiche appena descritte. Si può affermare che la refrigerazione con aria richiede portate molto elevate (con la convezione interna si supera il 30% della portata in ingresso al compressore) per cui al crescere della temperatura è necessario ricorrere al film cooling. Le forti portate d'aria sono legate sia alla ridotta capacità termica che alla crescita progressiva, con β , della temperatura del refrigerante. Nel caso della refrigerazione con vapore senza miscelazione (no-mix) le portate sono consistenti a causa della limitata efficienza refrigerativa dei sistemi a circuito chiuso, mentre nella refrigerazione con vapore con miscelazione la maggiore capacità termica e la temperatura costante del refrigerante (con β) permette una consistente riduzione della portata.

La figura 3.53 mostra l'andamento del rendimento del ciclo refrigerato al variare della TIT e per le diverse configurazioni considerate.

Nel caso di refrigerazione con aria il rendimento presenta un massimo accentuato in corrispondenza di $\tau = 5.8$. Per $\tau > 6$ la refrigerazione con aria rende inefficace l'incremento di temperatura per cui è invece preferibile adottare $\tau < 5$.

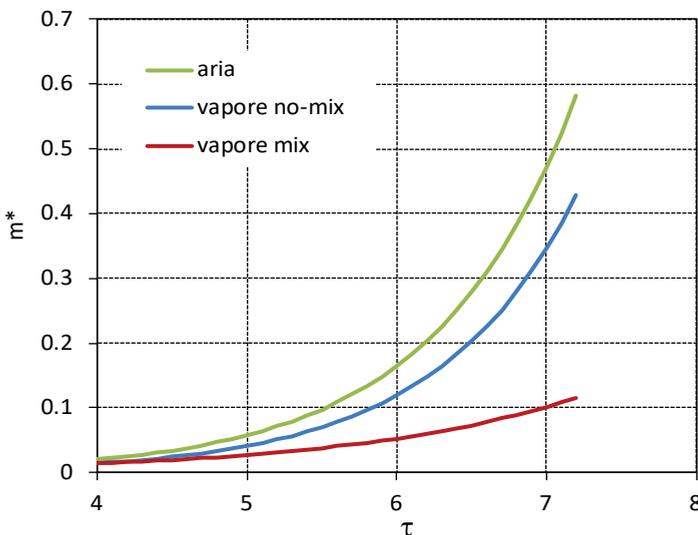


Figura 3.52. Portata adimensionale di refrigerante al variare di τ .

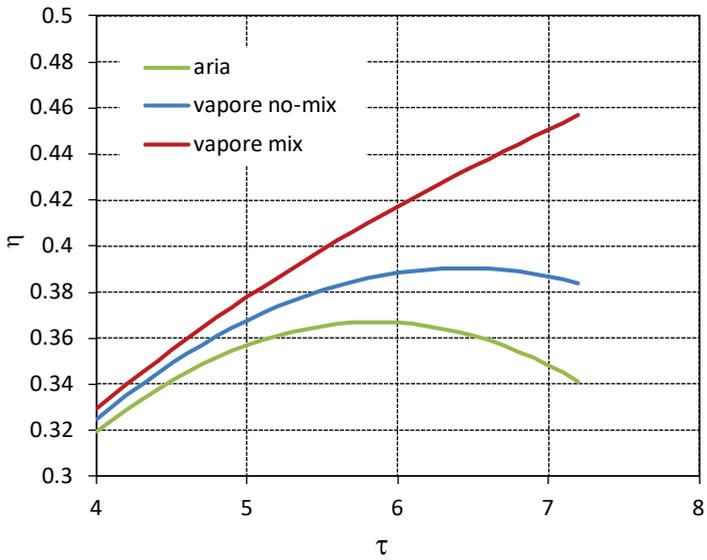


Figura 3.53. Rendimento in ciclo semplice per le diverse soluzioni refrigerative al variare di τ .

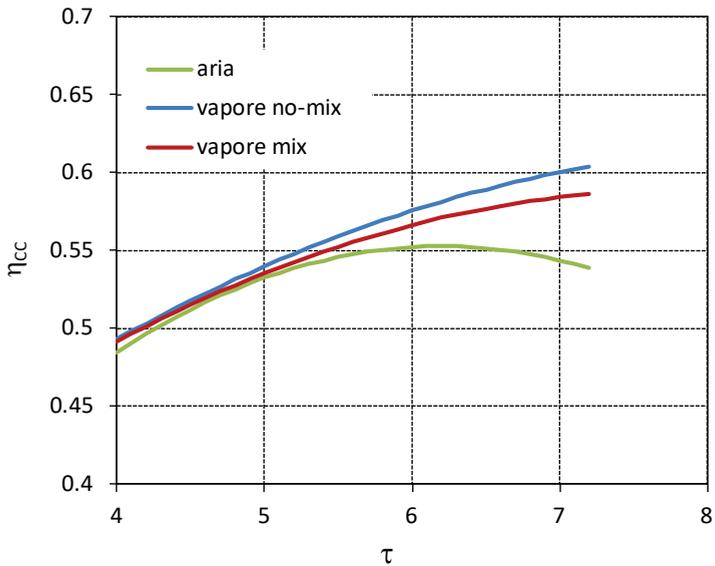


Figura 3.54. Rendimento in ciclo combinato per le diverse soluzioni refrigerative al variare di τ .

In figura 3.54 è diagrammato il rendimento in ciclo combinato per le diverse soluzioni refrigerative considerate.

Si può notare che la refrigerazione con aria risulta sempre la meno conveniente, ma la differenza di prestazioni rispetto alla refrigerazione con vapore si riduce all'aumentare di τ . Ciò è legato alla forte perdita di lavoro che si verifica nella sezione a vapore a causa della riduzione di portata dovuta al prelievo del refrigerante.

I sistemi di refrigerazione che offrono migliori prestazioni nella configurazione in ciclo combinato sono quelli a circuito chiuso perché nel ciclo a vapore sottoposto è possibile recuperare il calore asportato in refrigerazione (turbine a gas serie H di GE).

3.7 Condizioni operative di un impianto turbogas reale

La progettazione termica di un impianto turbogas in funzionamento reale, nota la potenza richiesta e il tipo di applicazione, prevede la definizione dei parametri operativi fondamentali e la conoscenza delle condizioni termodinamiche del fluido motore all'ingresso e all'uscita di ciascun componente, in modo da stimarne le prestazioni in termini di potenza e rendimento. La conoscenza di tali grandezze consente inoltre di definire le specifiche di progetto necessarie per il dimensionamento dei singoli componenti.

In una fase progettuale di prima approssimazione, volendo, ad esempio, definire le condizioni operative di un impianto da 120 MW per applicazioni stazionarie, diverse soluzioni possono essere adottate in base alla temperatura di ingresso in turbina che caratterizza il grado di avanzamento tecnologico del sistema. Se si sceglie una TIT di 1200°C, tipica delle macchine presenti sul mercato, e si considerano curve di prestazione come quelle tracciate in figura 3.11 in cui i rendimenti politropici delle macchine sono assunti pari a 0.9, per un rapporto di compressione di 15, si ha un lavoro specifico pari a circa 400 kJ/kg ed un rendimento di circa 0.44. La portata d'aria in ingresso al compressore risulta quindi uguale a 300 kg/s.

In figura 3.55 è riportato il bilancio termico di un turbogas da 120 MW, simile a macchine presenti sul mercato.

I rendimenti politropici di compressione ed espansione sono assunti pari a 87%, il rapporto di compressione è 14 e la temperatura di ingresso in turbina

è di 1205°C. In base a tali assunzioni il lavoro specifico utile, calcolato trascurando l'incremento di portata in turbina legata al combustibile ed alla portata di refrigerante (prelevata dal compressore ed inviata ai primi stadi della turbina) e considerando le perdite di carico, risulta di 359 kJ/kg ed una portata di 334 kg/s.

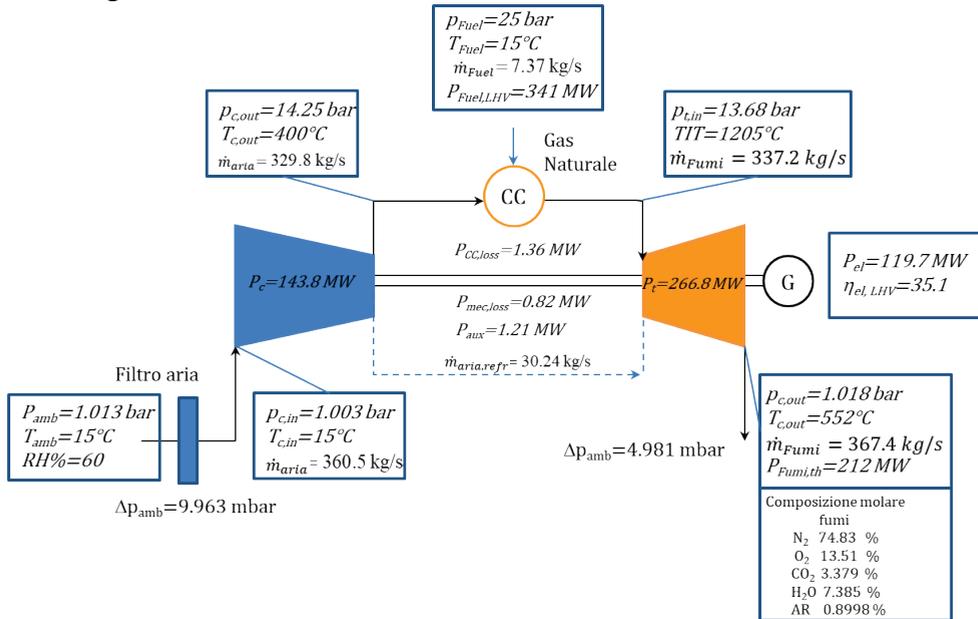


Figura 3.55. Bilancio termico e flussi di massa di un impianto turbogas da 116 MW alimentato a gas naturale (H₂ 0.36%, O₂ 0.07%, N₂ 3.65%, CO 0.09%, CO₂ 0.34%, CH₄ 87%, C₂H₆ 8.46%, C₂H₄ 0.03%).

Per poter procedere al calcolo dei punti del ciclo reale, oltre ad aver definito i rendimenti politropici delle turbomacchine, è necessario fare alcune assunzioni che influenzano rendimento, lavoro specifico e portata d'aria. Tali assunzioni riguardano:

- caratteristiche medie ambientali del sito su cui verrà installato l'impianto;
- perdita di carico attraverso il filtro di aspirazione dell'aria;
- perdite per trafileamento allo scarico del compressore;
- rendimenti meccanici delle turbomacchine;
- caratteristiche del combustibile (composizione volumetrica e potere calorifico);
- pressione e temperatura di iniezione del combustibile nel combustore;

- perdita relativa di pressione del combustibile (non inferiore al 40%) e dell'aria in ingresso al combustore (circa il 3%);
- perdite termiche nel combustore (circa lo 0.4% della potenza termica sviluppata);
- sovrappressione allo scarico della turbina;
- rendimento del generatore elettrico (variabile con la potenza dell'impianto).

La progettazione termofluidodinamica delle turbomacchine prevede inoltre una serie di assunzioni relative ai Δh_{is} degli stadi del compressore e della turbina, alle massime temperature sopportabili dai materiali costituenti le pale dei primi stadi della turbina (ed il conseguente calcolo delle portate di raffreddamento necessarie per la valutazione della potenza assorbita dal compressore e di quella generata dalla turbina), la pressione di iniezione del refrigerante (in dipendenza del sistema di refrigerazione utilizzato).

Come è riportato in figura 3.55, per tenere conto della portata di refrigerante (assunta, per la TIT considerata, pari a circa il 9% della portata in ingresso al compressore) e dell'incremento di portata in ingresso in turbina (legato alla portata di combustibile) la portata d'aria aspirata risulta di 360 kg/s.

3.8 Le unità commerciali sul mercato

Dal punto di vista costruttivo le turbine a gas si differenziano per una molteplicità di aspetti legati sia al loro utilizzo che al progetto meccanico e fluidodinamico. Per quanto riguarda le applicazioni stazionarie (produzione di energia elettrica, impiego in impianti industriali per il trascinamento di compressori, di pompe nei gasdotti, negli oleodotti, nella fornitura di energia elettrica per impianti offshore, cogenerazione, etc.), si classificano in turbine a gas heavy-duty, progettate soprattutto per la produzione di energia elettrica sia in ciclo semplice che in ciclo combinato, e turbine a gas di derivazione aeronautica (aeroderivative), impiegate principalmente nella fascia di potenza 10-100 MW. In particolare, essendo originariamente progettate per la propulsione aeronautica, e presentando caratteristiche costruttive ed operative orientate alla riduzione dell'ingombro frontale e al minor peso (ottimizzazione del rendimento), trovano applicazione negli impianti off-shore sia per la produzione di potenza che per l'azionamento di pompe e compressori.

Ulteriore classificazione riguarda il collegamento compressore-turbina-alternatore (figura 3.56), che può essere monoalbero (single shaft) o bialbero (dual shaft).

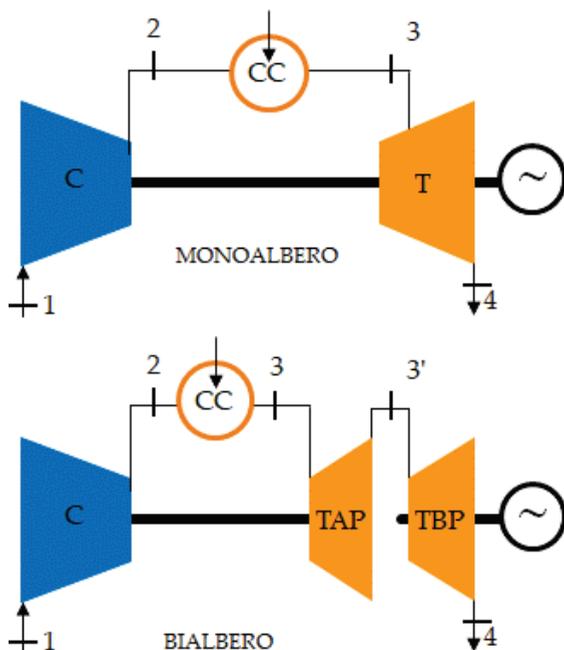


Figura 3.56. Configurazioni monoalbero e bialbero.

Usualmente le turbine monoalbero sono caratterizzate da un accoppiamento rigido tra turbina e compressore che sono montati sullo stesso albero e quindi ruotano alla stessa velocità di rotazione. Le turbine heavy duty sono nella maggioranza dei casi realizzate nella configurazione monoalbero, cioè operano a velocità di rotazione fissa (3000 o 3600 giri/min a seconda che la frequenza di rete sia 50 Hz o 60 Hz), mentre le turbine di derivazione aeronautica nella configurazione bialbero. In questa configurazione il compressore, la camera di combustione e la turbina di alta pressione (gruppo generatore di gas) sono montati sullo stesso albero, mentre la turbina di bassa pressione (generatore di potenza) è calettata su un secondo albero e collegata all'utilizzatore (macchina operatrice o alternatore).

I maggiori costruttori e sviluppatori di gruppi turbogas sono General Electric, Siemens, Mitsubishi, Ansaldo. Le figure 3.57 e 3.58 riportano i prodotti

e le soluzioni disponibili sul mercato proposte da General Electric e Siemens, rispettivamente. Tutti i costruttori stanno attualmente implementando nei prodotti offerti, mediante interventi soprattutto riguardanti i combustori, la possibilità di alimentazione, nel breve termine, con blend idrogeno/gas naturale e 100% idrogeno a medio-lungo termine.

In figura 3.59 sono riportate le prestazioni delle moderne unità heavy duty proposte dai maggiori costruttori. Le heavy duty più performanti arrivano fino a una potenza di circa 600 MW (SGT5-9000HL di Siemens, per il mercato 50 Hz) ed efficienze in ciclo semplice (simple cycle, SC) fino al 44%. Tali prestazioni sono raggiunte con TIT pari circa a 1600°C e rapporti di compressione tra 21 e 24.

La tabella 3.4 illustra i range operativi e prestazionali delle macchine heavy duty e aeroderivative.

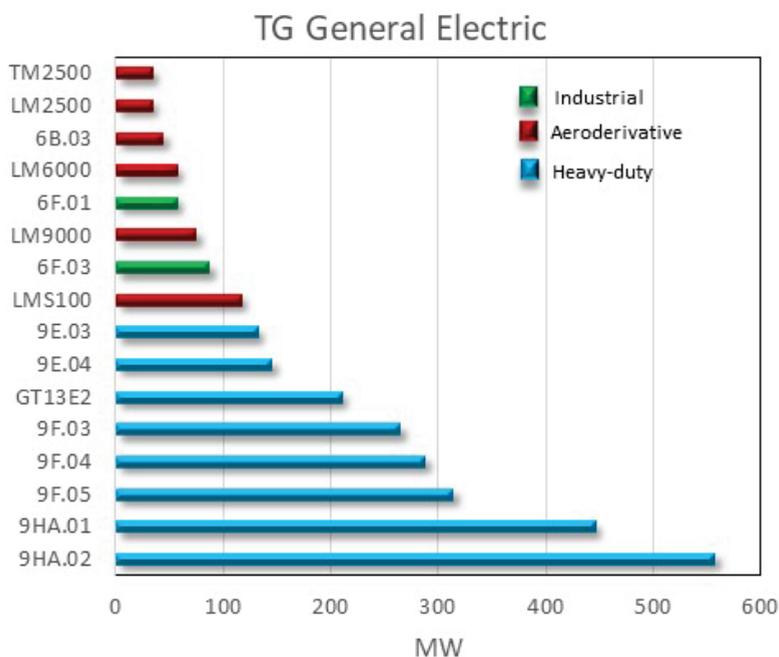


Figura 3.57. Portfolio TG General Electric (dati da: <https://www.ge.com/gas-power>).

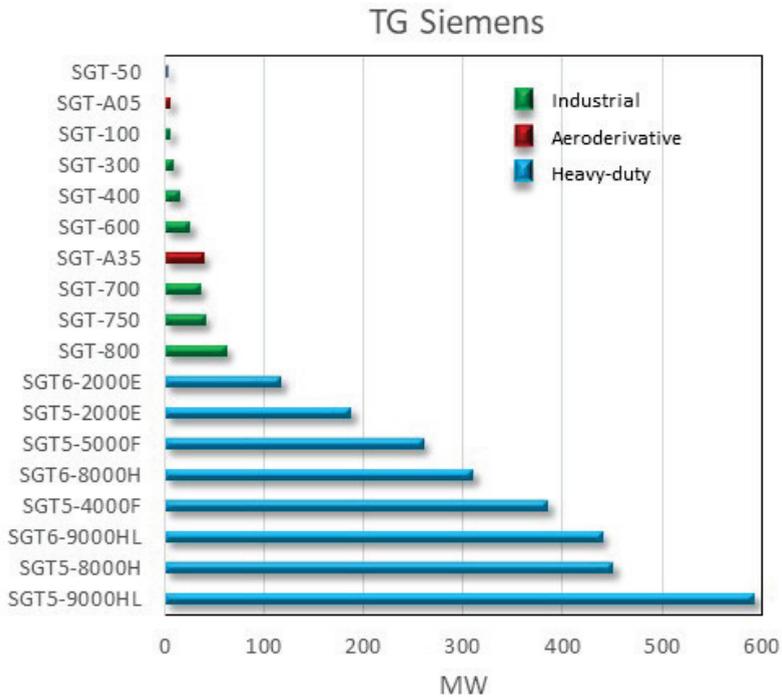


Figura 3.58. Portfolio TG Siemens (dati da: <https://www.siemens-energy.com/>).

Tabella 3.4. Caratteristiche principali delle macchine heavy duty e aero-derivative.

	Heavy Duty	Aero-derivative
TIT (°C)	1300-1600	1200-1450
β	12-24	20-43
TOT (°C)	600-650°C	400-450°C
η (%)	30-44	35-44
L_u (kJ/kg)	230-520	200-450
P_{el} (MW)	100-593	25-100

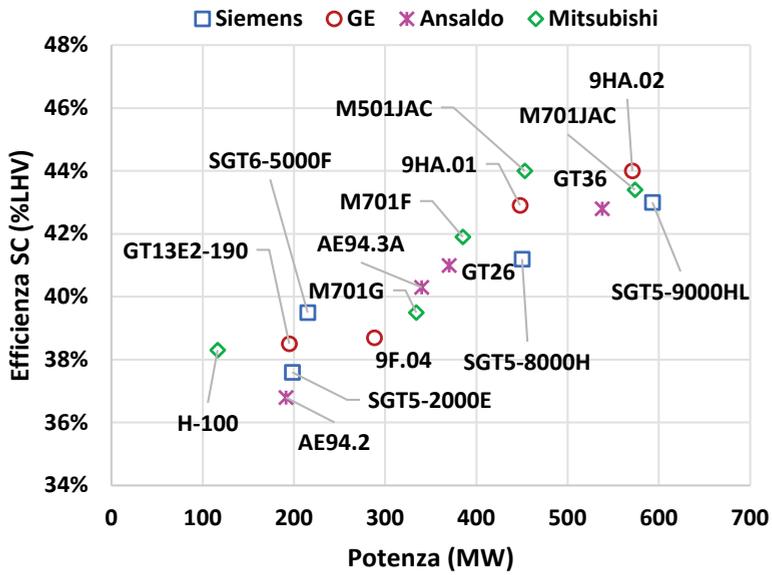


Figura 3.59. Prestazioni delle moderne unità heavy duty.

CAPITOLO 4

IMPIANTI A CICLO COMBINATO

4.1 Descrizione dell'impianto

Un impianto a ciclo combinato deriva dall'integrazione tra un impianto motore turbina a gas (impianto sovrapposto) ed un impianto motore turbina a vapore (impianto sottoposto). Attraverso tale integrazione si vogliono esaltare i pregi e ridurre i difetti termodinamici dei due impianti componenti. L'impianto motore turbina a gas consente, infatti, temperature medie di adduzione del calore più elevate rispetto agli altri sistemi di conversione di energia termica, ma, allo stesso tempo, la sottrazione del calore avviene a temperature medie molto più elevate rispetto alla temperatura ambiente, essendo legata alla isobara inferiore che nella maggioranza dei casi è pari alla pressione atmosferica. Di contro, l'impianto motore turbina a vapore, essenzialmente per motivi tecnologici, è caratterizzato da basse temperature medie di adduzione del calore, mentre il vapore può essere condensato a temperature medie di sottrazione vicine alla temperatura ambiente.

La figura 4.1 riporta il diagramma termodinamico qualitativo relativo ad un ciclo combinato, mentre in figura 4.2 è illustrato lo schema funzionale dell'impianto, nel quale si evidenziano la sezione a gas sovrapposta (impianto topping), la sezione a vapore sottoposta (impianto bottoming), e la stazione di recupero dell'energia termica contenuta nei gas di scarico del turbogas (caldaia a recupero o heat recovery steam generator, HRSG).

Un ciclo combinato può essere classificato in base alle modalità di introduzione del calore. Nel caso in cui il calore introdotto dall'esterno riguardi la sola sezione a gas, il ciclo combinato è detto "unfired", mentre se è prevista un'adduzione di calore dall'esterno anche nella sezione a vapore, il ciclo combinato è detto "fired".

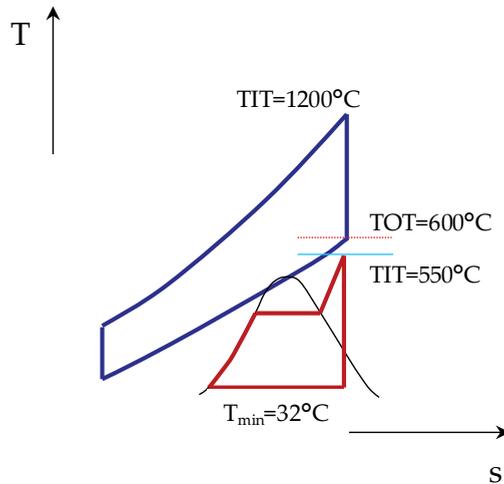


Figura 4.1. Diagramma qualitativo del ciclo a gas e del ciclo a vapore nel piano T-s.

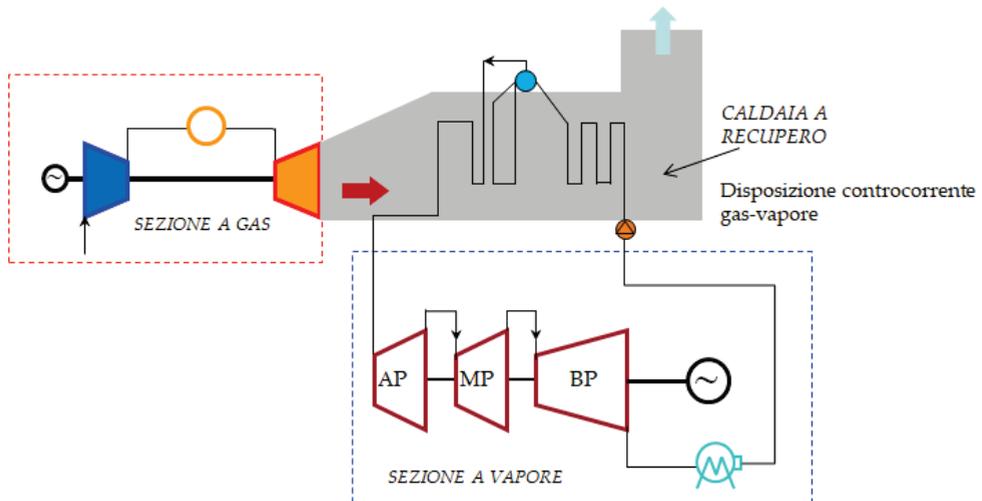


Figura 4.2. Schema funzionale di un ciclo combinato.

In particolare, nelle configurazioni tipo “fired” è possibile ricondurre alcune soluzioni di repowering (cfr. capitolo 2, paragrafo 2.6).

4.2 Il progetto del ciclo a recupero²⁴

Nella progettazione di un impianto a ciclo combinato riveste particolare importanza l'ottimizzazione della fase di recupero del calore disponibile associato ai gas di scarico dell'impianto a gas, che possono essere raffreddati, al limite, fino alla temperatura ambiente (T_{\min}). Per uno scambio termico ottimale il fluido di lavoro del ciclo a recupero dovrebbe ricevere il calore disponibile lungo un'isobara e sotto differenze di temperatura infinitesime.

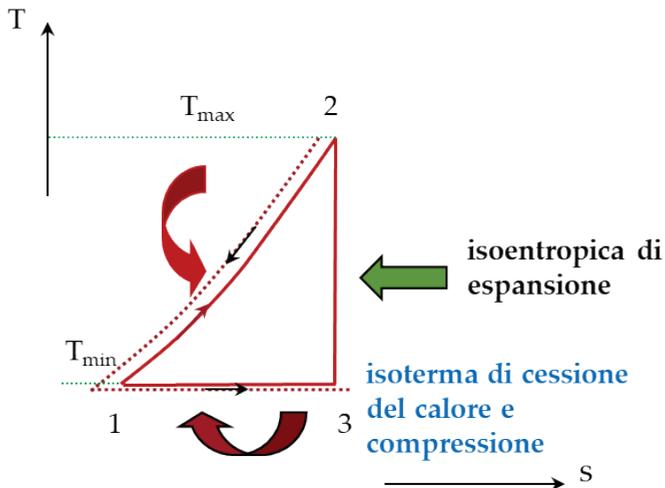


Figura 4.3. Ciclo ideale a recupero.

Il ciclo a recupero ideale è quindi quello di figura 4.3, in cui il fluido di lavoro realizza la fase di adduzione del calore a temperatura variabile lungo l'isobara 1-2 e la fase di cessione del calore (in cui si realizza anche la compressione) secondo un'isoterma pari alla temperatura ambiente (concentrazione delle sorgenti termiche inferiori), dopo aver effettuato un'espansione isoentropica.

²⁴ Per approfondimenti: LOZZA G., *Turbine a Gas e Cicli Combinati*, editore: Esculapio.

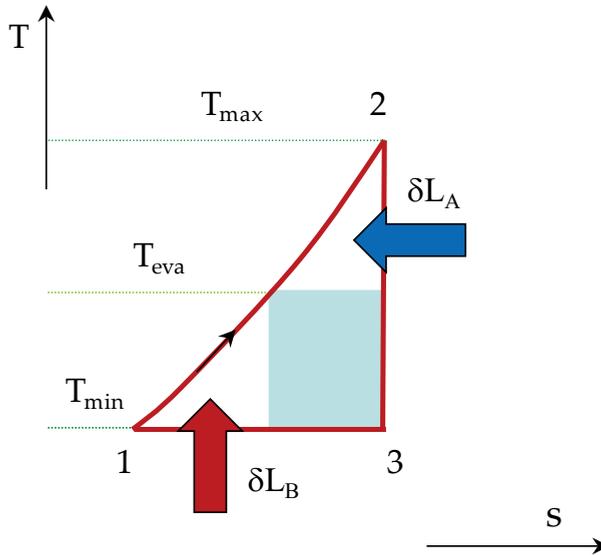


Figura 4.4. Ciclo di Carnot a recupero.

Nella realtà non è possibile realizzare il ciclo triangolare appena descritto, poiché non esiste un fluido che possa comportarsi come un gas durante la fase di adduzione di calore e come un vapore condensante durante la fase di cessione del calore. Quindi, se si utilizza l'acqua come fluido di lavoro, il ciclo a recupero è (trascurando il preriscaldamento e il surriscaldamento) un ciclo di Carnot evolvente tra la temperatura di evaporazione T_{eva} e quella di condensazione T_{min} inscritto nel ciclo a recupero triangolare, come rappresentato in figura 4.4. La quantità di calore introdotta, \dot{Q}_{in} , sarà minore della quantità di calore disponibile, \dot{Q}_{dis} , dalla corrente gassosa e i fumi verranno raffreddati fino alla temperatura di vaporizzazione (la temperatura massima del ciclo di Carnot inscritto). Ciò comporta delle perdite di lavoro (triangoli δL_A e δL_B nella figura 4.4, la prima legata ai ΔT di scambio termico finiti durante l'adduzione di calore, la seconda dovuta al mancato raffreddamento dei fumi fino alla T_{min}). Pertanto, il rendimento del ciclo a recupero (il ciclo bottoming), riferito alle potenze, risulta:

$$\eta = \frac{P_u}{\dot{Q}_{in}} \quad (4.1)$$

dove:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{gas} c_{p,gas} (T_{max} - T_{eva}) \quad (4.2)$$

È possibile introdurre un nuovo parametro, l'*efficienza di recupero* intesa come il rapporto tra la potenza utile e la potenza termica disponibile:

$$\varepsilon_{rec} = \frac{P_u}{\dot{Q}_{dis}} \quad (4.3)$$

con $\dot{Q}_{dis} = \dot{m}_{gas} c_{p,gas} (T_{max} - T_{min})$.

Definendo il *fattore di recupero* θ come il rapporto tra la potenza termica in ingresso e la potenza termica disponibile, l'efficienza di recupero si può esprimere come:

$$\varepsilon_{rec} = \frac{P_u}{\dot{Q}_{dis}} = \frac{P_u}{\dot{Q}_{in}} \cdot \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{Q}_{dis}} = \eta \cdot \theta \quad (4.4)$$

Per il ciclo a recupero di figura 4.4, l'efficienza di recupero risulta:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{rec} &= \eta \cdot \theta = \left(1 - \frac{T_{min}}{T_{eva}}\right) \cdot \frac{c_p (T_{max} - T_{eva})}{c_p (T_{max} - T_{min})} = \\ &= \left(1 - \frac{T_{min}}{T_{eva}}\right) \cdot \left(1 - \frac{T_{eva}}{T_{max}}\right) \cdot \frac{T_{max}}{(T_{max} - T_{min})} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Dalla 4.5 si può notare che, se si massimizza il rendimento del ciclo o il fattore di recupero risulta:

- per $\eta = \eta_{max}$ ($T_{eva} = T_{max}$) il fattore di recupero θ è uguale a zero;
- per $\theta = \theta_{max}$ ($T_{eva} = T_{min}$) il rendimento η del ciclo è nullo.

Si può quindi affermare che nella progettazione del ciclo a recupero si deve cercare la soluzione che ottimizza l'efficienza di recupero, ε_{rec} , cioè ricercare i valori di η e θ tali che il loro prodotto sia il massimo possibile: ciò equivale a individuare la temperatura di evaporazione per cui l'efficienza di recupero $\varepsilon_{rec} = f(T_{eva})$ è massima (in tal caso le perdite ΔL_A e ΔL_B saranno minime). Derivando la 4.5 rispetto alla T_{eva} , le condizioni di massimo si trovano per

$T_{eva,opt} = \sqrt{T_{max} \cdot T_{min}}$ Lo stesso risultato si ottiene minimizzando la funzione $(\delta L_A + \delta L_B) = f(T_{eva})$.

Un'ulteriore riduzione delle perdite legate al recupero termico si può realizzare inscrevendo nel ciclo triangolare ideale più cicli di Carnot, come illustrato in figura 4.5.

Infatti, realizzando cicli multilivello si riducono le irreversibilità di tipo termico, poiché gli scambi di calore avvengono con ΔT più piccoli, e risulta così migliorato il recupero termico. Le temperature di evaporazione relative ai vari cicli di pressione sono calcolate attraverso la massimizzazione dell'efficienza di recupero, somma delle efficienze di recupero di ciascuno ciclo.

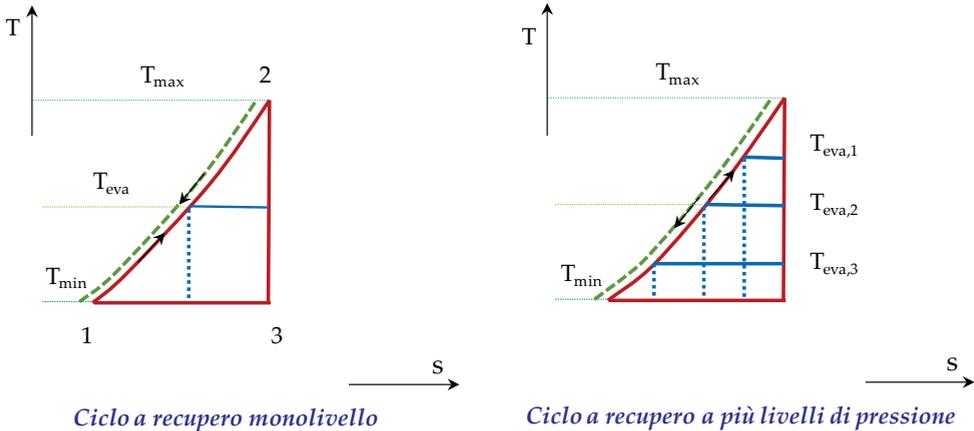


Figura 4.5. Cicli a recupero.

Nel caso di un ciclo a recupero a due livelli di pressione

$$\varepsilon_{rec} = f(T_{eva,1}, T_{eva,2}), \text{ per cui risulta:}$$

$$\varepsilon_{rec} = \left(1 - \frac{T_{min}}{T_{eva,1}}\right) \cdot \frac{(T_{max} - T_{eva,1})}{(T_{max} - T_{min})} + \left(1 - \frac{T_{min}}{T_{eva,2}}\right) \cdot \frac{(T_{eva,2} - T_{eva,1})}{(T_{max} - T_{min})} \quad (4.6)$$

e risolvendo la derivata si ottiene:

$$T_{eva,1} = T_{min}^{1/3} \cdot T_{max}^{2/3}, T_{eva,2} = T_{min}^{2/3} \cdot T_{max}^{1/3}$$

La tabella 4.1 riporta il confronto, in termini di efficienza di recupero, tra un ciclo monolivello (1L) e un ciclo a due livelli di pressione (2L), calcolati considerando una temperatura di uscita dei gas di scarico del turbogas (T_{max}) pari a 600°C e una temperatura di riferimento (T_{min}) di 15°C .

Tabella 4.1. Condizioni di esercizio e parametri di prestazione per cicli monolivello e due livelli di pressione. $T_{\max} = 600^{\circ}\text{C}$ e $T_{\min} = 15^{\circ}\text{C}$.

	1L	2L
$T_{\text{eva},1} (^{\circ}\text{C})/p_{\text{eva}1} (\text{bar})$	228/26	330/128.6
$T_{\text{eva},2} (^{\circ}\text{C})/p_{\text{eva}2} (\text{bar})$	-	144/4.04
η_1/η_2	0.426	0.522/0.309
θ_1/θ_2	0.636	0.461/0.318
ϵ_{rec}	0.271	0.339

Si può notare, quindi, come passando da un livello di pressione a due livelli di pressione si ha un incremento dell'efficienza di recupero pari al 25%.

4.3 Il rendimento del ciclo combinato

Nella fase progettuale è di estremo interesse una valutazione di massima del rendimento del ciclo combinato. In figura 4.6 è schematizzato il bilancio energetico di un ciclo combinato: P_F è la potenza termica in ingresso nel ciclo turbogas (il ciclo topping), data dal prodotto tra la portata di combustibile e il suo potere calorifico inferiore, P_{TG} e P_{TV} le potenze elettriche generate dalla sezione turbogas e dalla sezione a vapore, rispettivamente.

Per il rendimento del ciclo è possibile scrivere:

$$\eta_{CC} = \frac{P_{TG} + P_{TV}}{P_F} \quad (4.7)$$

Considerando la definizione di rendimento termodinamico, risulta:

$$\eta_{CC} = \frac{\eta_{TG} \cdot P_F + \eta_{TV} \cdot \dot{Q}_{in,TV}}{P_F} \quad (4.8)$$

dove la potenza termica in ingresso alla sezione a vapore è:

$$\dot{Q}_{in,TV} = \dot{Q}_{dis}\theta \quad (4.9)$$

Tenendo conto del rendimento della sezione a gas:

$$\dot{Q}_{dis} = P_F \cdot (1 - \eta_{TG}) \quad (4.10)$$

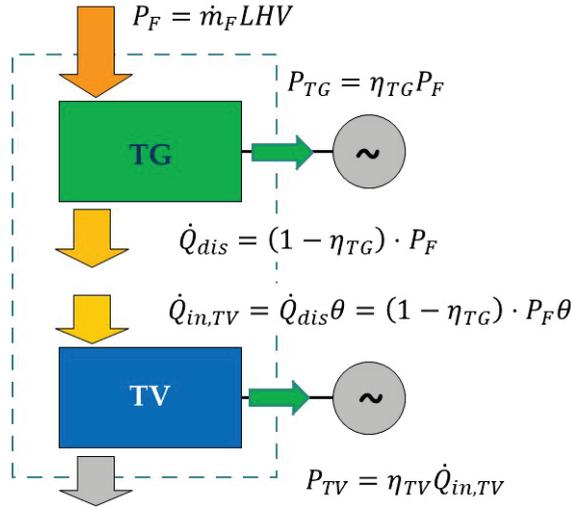


Figura 4.6. Flussi di energia in un ciclo combinato.

La quantità $(1 - \eta_{TG})$ rappresenta quindi la frazione di energia termica disponibile nei gas di scarico rispetto all'energia termica sviluppata dalla combustione. Sostituendo la 4.10 nella 4.9 e poi nella 4.8, risulta infine:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{TV}(1 - \eta_{TG}) \cdot \theta \quad (4.11)$$

È possibile notare come il rendimento del ciclo combinato è sempre superiore ai rendimenti dei singoli impianti componenti. Se si assumono come valori di massima $\eta_{TG} = 0.355$ (valore calcolato per una TG reale con TIT = 1280°C, $\beta = 15$, temperatura dei gas allo scarico di 600°C), $\eta_{TV} = 0.35$, $\theta = 0.7$ risulta:

$$\eta_{CC} = 0.355 + (1 - 0.355) \cdot 0.35 \cdot 0.7 = 0.513 \quad (4.12)$$

con $\varepsilon_{rec} = 0.245$.

Il rendimento del ciclo a vapore non raggiunge i valori tipici degli impianti in configurazione semplice ottimizzati, per motivi sia termodinamici (ad es. assenza degli spillamenti rigenerativi che sarebbero per il CC un controsenso) sia impiantistici (ad es. condensatori ad aria invece che ad acqua).

4.4 La caldaia a recupero

Il riscaldamento, la vaporizzazione e il surriscaldamento del ciclo a vapore sottoposto avvengono attraverso il recupero termico del calore associato ai gas di scarico del turbogas in un'apposita sezione di scambio, la caldaia a recupero (HRSG, Heat Recovery Steam Generator), rappresentata in figura 4.7.

La disposizione in controcorrente dei fasci tubieri nel HRSG consente di surriscaldare il vapore a beneficio del rendimento del ciclo a vapore e di sfruttare la fase di preriscaldamento del liquido per migliorare il recupero termico dei gas di scarico.



Figura 4.7. Caldaia a recupero.

In figura 4.8 è rappresentato lo schema di una caldaia a recupero di un impianto a ciclo combinato nel quale il ciclo a recupero è ad un livello di pressione, ed in figura 4.9 sono riportati i profili qualitativi di temperatura, sia dei gas di scarico del turbogas sia del fluido motore della sezione a vapore, in funzione della percentuale di potenza termica scambiata.

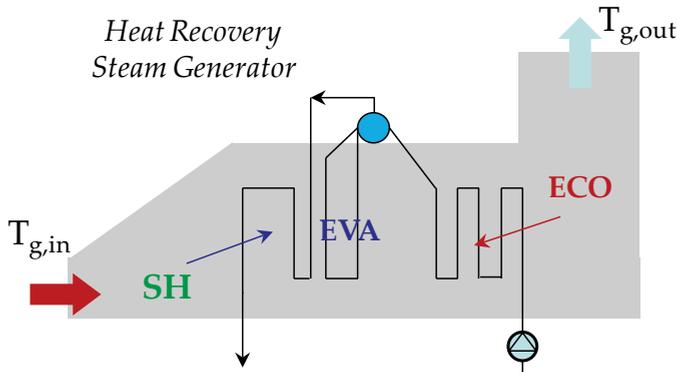


Figura 4.8. Schema di una caldaia a recupero ad 1 livello di pressione.

È possibile notare particolari differenze di temperatura (tra il fluido caldo ed il fluido freddo) che influenzano direttamente le prestazioni del ciclo combinato poiché da esse dipende l'efficienza dello scambio termico, e cioè, in ultima analisi, i principali parametri di progetto della caldaia a recupero.

La differenza di temperatura più importante è il ΔT_{pp} di *pinch point*, che rappresenta la minore differenza di temperatura tra la temperatura dei gas caldi che si stanno raffreddando e la temperatura di vaporizzazione.

Fissata la temperatura di evaporazione (e quindi la relativa pressione), la progettazione della caldaia a recupero è effettuata sulla base del valore assegnato al ΔT_{pp} da cui dipenderà la quantità di vapore prodotta.

Il legame tra la portata di vapore prodotta e il ΔT_{pp} è espresso attraverso il bilancio termico effettuato in corrispondenza delle sezioni di vaporizzazione e surriscaldamento:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot [T_{g,in} - (T_{EVA} + \Delta T_{pp})]}{\Delta h_{SH} + \Delta h_{EVA}} \quad (4.13)$$

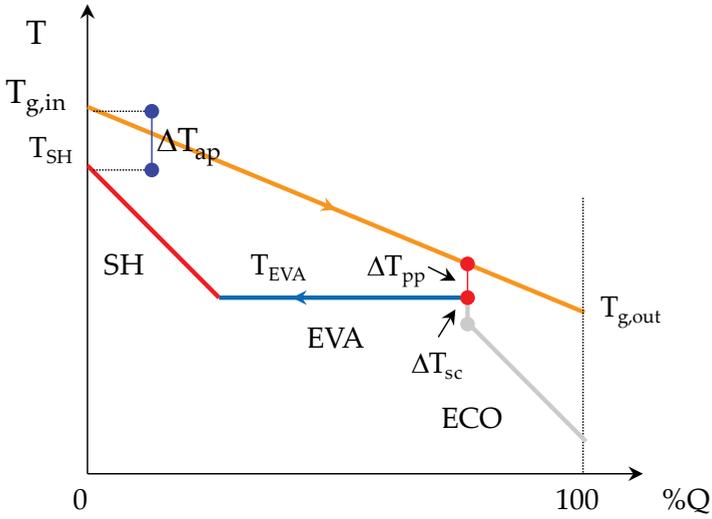


Figura 4.9. Profilo di temperatura nel HRSG ad 1 livello di pressione.

Fissata la temperatura di evaporazione, l'aumento del ΔT_{pp} determina l'incremento della temperatura di scarico dei fumi al camino, come si può notare dalla figura 4.10, e di conseguenza la riduzione del fattore di recupero θ .

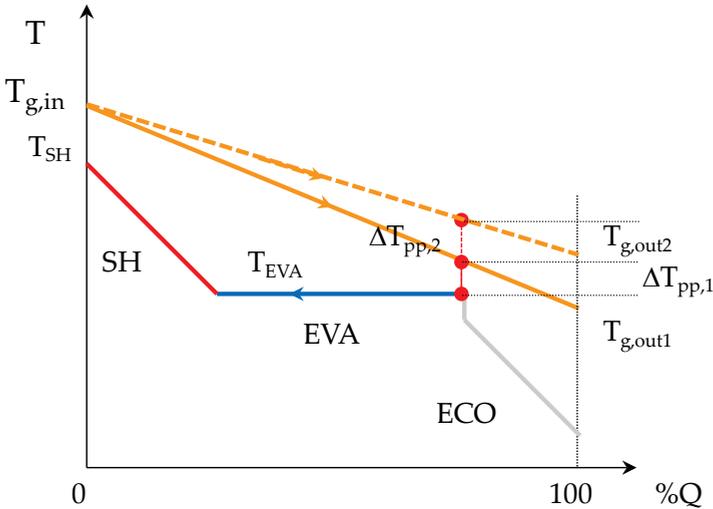


Figura 4.10. Variazione del profilo di temperatura con il ΔT_{pp} .

Ciò comporta dunque la riduzione della portata di vapore prodotto, come si deduce dall'equazione 4.13 e, di conseguenza, la riduzione della potenza della sezione a vapore.

Altri parametri di progetto sono il ΔT_{ap} (ΔT di *approach point*) che rappresenta la differenza di temperatura tra il vapore surriscaldato in uscita dalla caldaia a recupero e i gas in ingresso e il ΔT_{sc} (ΔT di subcooling), necessario per evitare che la vaporizzazione inizi già nei fasci tubieri economizzatori. I range di variazione dei ΔT sono pari a 10-50°C per il ΔT_{ap} , 5-20°C per il ΔT_{pp} e 10-15°C per il ΔT_{sc} .

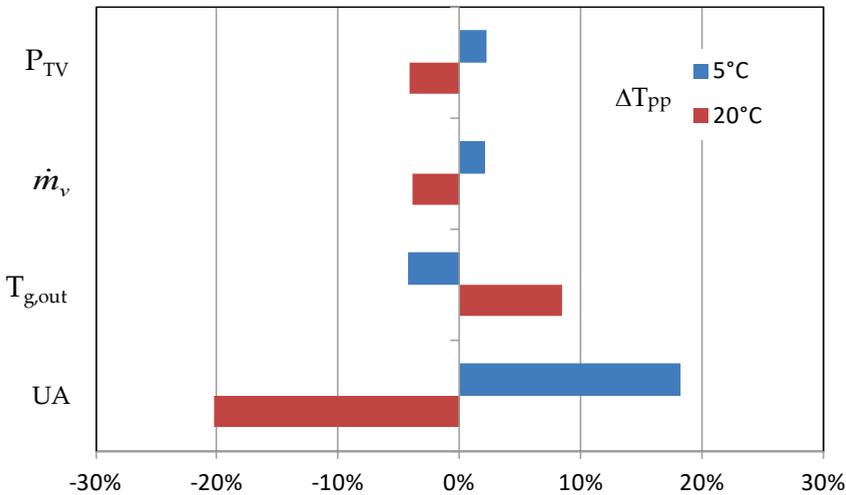


Figura 4.11. Influenza del ΔT_{pp} su un CC 1L.

La figura 4.11 mostra la variazione percentuale della conduttanza termica globale che tiene conto delle superfici di scambio termico (UA, kW/°C), della temperatura di uscita dei gas al camino ($T_{g, out}$, °C), della potenza generata dalla turbina a vapore (P_{TV} , MW) e della portata di vapore prodotta (\dot{m}_v , kg/s) per i due valori estremi del ΔT_{pp} precedentemente indicati, 5 e 20°C, rispetto ad un valore medio di riferimento pari a 10°C (le altre differenze di temperatura sono assunte costanti e pari a: $\Delta T_{ap} = 25^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sc} = 10^\circ\text{C}$). Si può notare che la riduzione del ΔT_{pp} comporta:

- l'adozione di superfici di scambio sempre maggiori (un aumento delle superfici significa costi iniziali più elevati), come mostra il parametro UA che

definisce la conduttanza termica globale (la riduzione di 5°C comporta un incremento del 18%);

- la diminuzione della temperatura di uscita dei gas al camino (- 5%);
- l'incremento della portata di vapore prodotta e quindi della potenza (2%).

All'aumentare del ΔT_{ap} diminuisce la temperatura massima del ciclo a vapore, e quindi il suo rendimento, mentre l'incremento del ΔT_{sc} determina una riduzione del calore sottratto ai gas nell'economizzatore, e quindi una riduzione delle prestazioni complessive. La scelta dei ΔT è quindi un problema di ottimizzazione tecnico-economica.

La scelta della sezione trasversale è fondamentale nella progettazione della caldaia a recupero (figura 4.12), poiché determina la velocità dei fumi, che varia con continuità durante lo scambio termico a causa della variazione di densità (la portata massica è ovviamente costante).

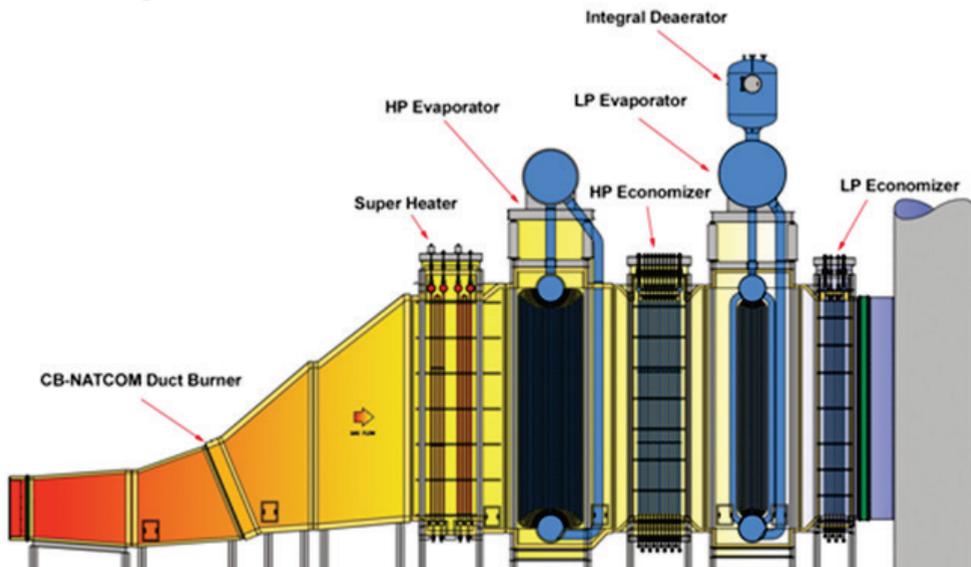


Figura 4.12. Schema di una caldaia a recupero a due livelli di pressione.

In generale, all'aumentare della velocità si realizza una riduzione della sezione di passaggio e delle superfici di scambio (e quindi dei costi), in quanto aumenta il coefficiente di scambio termico convettivo (perché proporzionale al numero di Reynolds), ma, allo stesso tempo, si verifica un incremento delle perdite di carico.

In ogni caso la velocità di attraversamento viene scelta in modo da mantenere tali perdite tra 2.5 e 4.5 kPa.

Come nei generatori di vapore tradizionali la circolazione dell'acqua nella sezione di vaporizzazione è realizzata secondo i tre schemi, riportati in figura 4.13, che prevedono le seguenti soluzioni:

- a circolazione naturale: la circolazione tra corpo cilindrico superiore e inferiore è garantita dalla diversa densità del liquido nel down-comer e della miscela liquido-vapore nei tubi bollitori. Questa soluzione è quella più diffusa nella caldaia a recupero per cicli combinati.
- a circolazione forzata: la circolazione è assistita da una pompa che garantisce il controllo della portata nei tubi bollitori. È la soluzione preferita per gli HRSG a disposizione verticale.
- ad attraversamento forzato: è la soluzione che non prevede una distinzione fisica tra evaporatore, economizzatore e surriscaldatore, poiché il passaggio da liquido a vapore surriscaldato avviene senza soluzione di continuità dallo stato iniziale a quello finale. È ovviamente la situazione tipica dei cicli ipercritici.

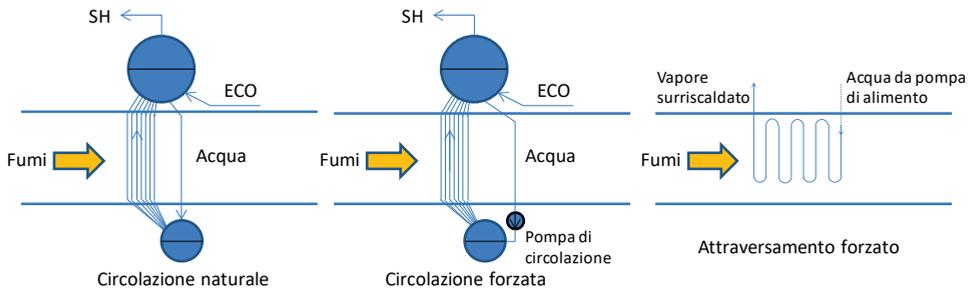


Figura 4.13. Circolazione dell'acqua/vapore nel HRSG.

Per quanto riguarda il posizionamento del degasatore, necessario per eliminare l'aria intrappolata nel fluido motore, le possibili configurazioni sono riportate in figura 4.14.

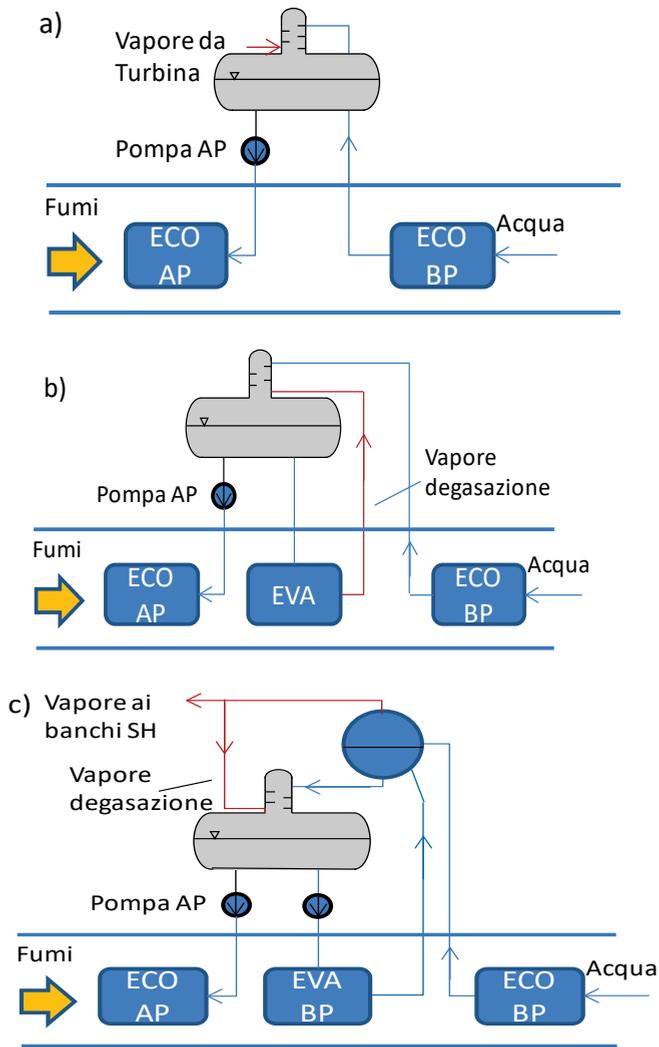


Figura 4.14. a, b, c: configurazioni del sistema di degasazione nella caldaia a recupero.

Nella prima configurazione (figura 4.14a), tipica degli impianti a vapore, il vapore necessario al degassaggio è prelevato dalla turbina. Tale disposizione è economicamente vantaggiosa ma sconveniente dal punto di vista termodinamico, poiché oltre a sottrarre vapore all'espansione, riduce il recupero termico dei fumi. Nella seconda configurazione (figura 4.14b) il vapore per il

degasaggio è generato attraverso il recupero termico sui gas combusti in tubi bollitori posti nella caldaia a recupero e appositamente dedicati.

Infine, nella terza configurazione (degasatore integrato, figura 4.14c), il degasatore diventa corpo cilindrico per un ulteriore livello di pressione. Il vapore in eccesso è inviato ai banchi SH e quindi alla turbina di BP.

4.5 Cicli combinati a più livelli di pressione

L'analisi termodinamica sui cicli a recupero a vapore ha indicato che il recupero termico migliora se si dispongono più cicli a vapore in serie, come evidenziato nella figura 4.5.

Al fine di minimizzare le irreversibilità termiche, la disposizione dei fasci tubieri prevede che i fasci vaporizzatori di alta pressione siano collocati nella zona in cui i gas sono più caldi, per poi abbassare progressivamente il livello della produzione di vapore a pressioni più basse, via via che i gas vengono raffreddati.

La disposizione dei banchi nella caldaia a recupero è quindi vincolata all'ottenimento di ΔT più piccoli possibile durante lo scambio termico.

In figura 4.15 è rappresentato lo schema di un ciclo combinato a due livelli di pressione.

Il fluido motore in arrivo dal condensatore attraversa, alla pressione di degasazione, un primo banco economizzatore, e viene quindi inviato al degasatore.

Dalla sezione di degasazione il flusso principale viene ripartito nelle portate di alta e bassa pressione, inviate poi agli economizzatori alle rispettive pressioni di progetto mediante le pompe di AP e BP.

Come si evince dallo schema, la disposizione dei banchi economizzatori, evaporatori e surriscaldatori è realizzata in modo da ottimizzare il recupero termico, allo scopo di realizzare ΔT di scambio fra i gas di scarico del turbogas e l'acqua/vapore quanto più piccoli possibile (es. il preriscaldamento del liquido dell'alta pressione è suddiviso in due banchi economizzatori, il primo in parallelo con l'economizzatore di bassa pressione, il secondo a valle dei banchi vaporizzatori di bassa pressione).

Nello schema rappresentato in figura 4.15, inoltre, le temperature di surriscaldamento dei due cicli a vapore sono diverse, ed in particolare la

temperatura di surriscaldamento del ciclo di bassa è minore rispetto a quella di alta. L'incremento di rendimento che si avrebbe aggiungendo un secondo banco surriscaldatore di bassa pressione in parallelo a quello di alta non giustifica la ovvia complicazione d'impianto ed i costi aggiuntivi.

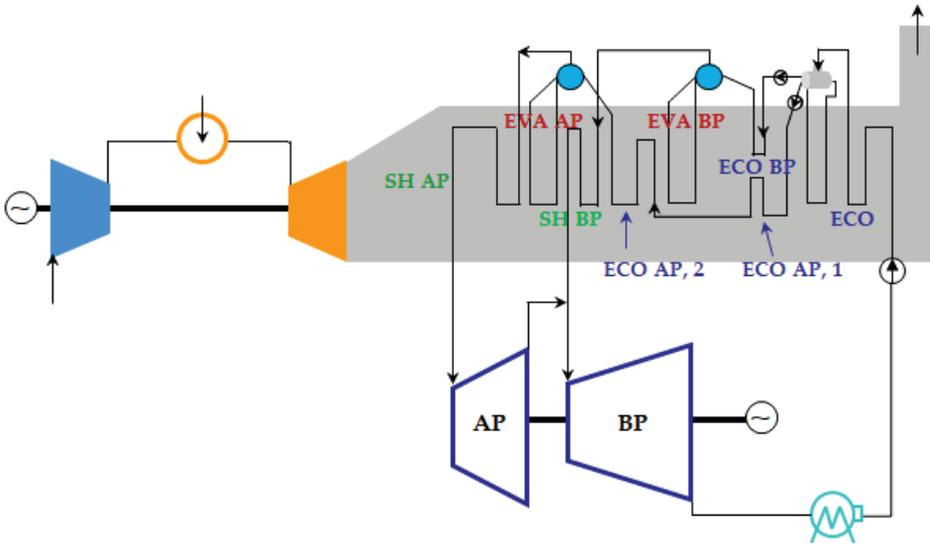


Figura 4.15. Ciclo a recupero a due livelli di pressione.

Rispetto alla configurazione ad un livello di pressione la quota di potenza termica disponibile dissipata al camino diminuisce con una conseguente riduzione della temperatura dei fumi al camino, come si può notare dal confronto tra i profili di temperatura nella caldaia a recupero (figura 4.16).

Ciò è dovuto alla diminuzione complessiva dei ΔT di scambio, che determina una riduzione delle irreversibilità, e quindi un miglioramento del recupero termico (tale fenomeno è più importante nella zona a bassa temperatura, per il tipo di disposizione adottato). Nella configurazione considerata il degassatore funge da corpo cilindrico della sezione di bassa pressione, poiché essendo modesta la pressione di esercizio (intorno ai 3 bar) è possibile utilizzare tale componente all'interno della sezione di BP.

Nell'ottica di ottimizzare il recupero termico, si introduce un ulteriore livello di pressione, realizzando HRSG a tre livelli di pressione, come schematizzato in figura 4.17.

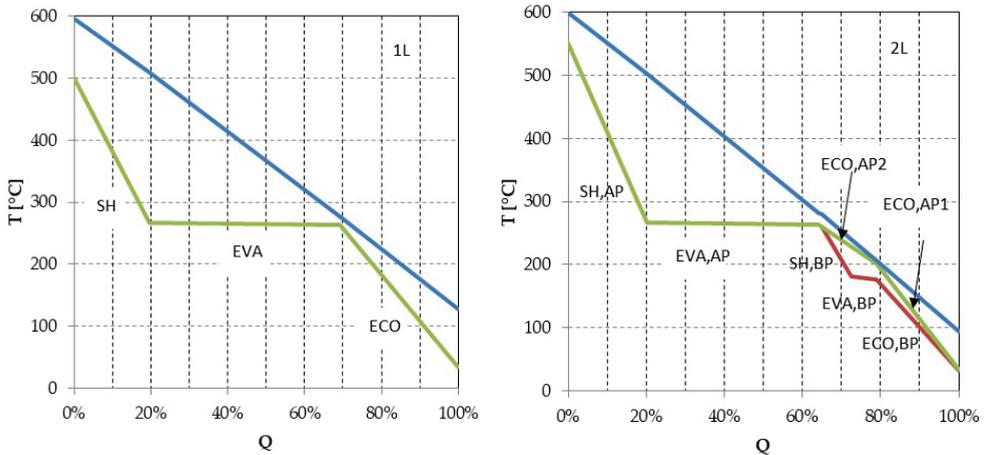


Figura 4.16. Profilo di scambio termico nella caldaia a recupero in configurazione 1L e 2L.

Dallo schema di figura 4.17 si può notare che il surriscaldamento di media pressione prosegue anche nella zona ad alta temperatura (è posto infatti in parallelo con SH,AP), per consentire temperature di surriscaldamento più alte, e quindi un'espansione più secca.

Passare da una configurazione 2L a uno schema a tre livelli di pressione non è conveniente in quanto le prestazioni non sono significativamente superiori, dal momento che l'incremento della pressione massima comporterebbe valori del titolo a fine espansione più bassi.

Per aumentare le prestazioni è necessario dunque realizzare il ciclo a tre livelli di pressione con l'aggiunta del banco di RH, in modo da ottenere un'espansione più secca (una possibile configurazione è schematizzata figura 4.18). La soluzione 3LRH è la soluzione di preferita per i cicli combinati di grande taglia.

La presenza del banco di risurriscaldamento (banco di RH) contribuisce al miglioramento del rendimento del ciclo a recupero in quanto:

- aumenta la temperatura media di adduzione nel ciclo a recupero;
- aumenta il titolo del vapore a fine espansione, migliorando le condizioni operative ed il rendimento della turbina.

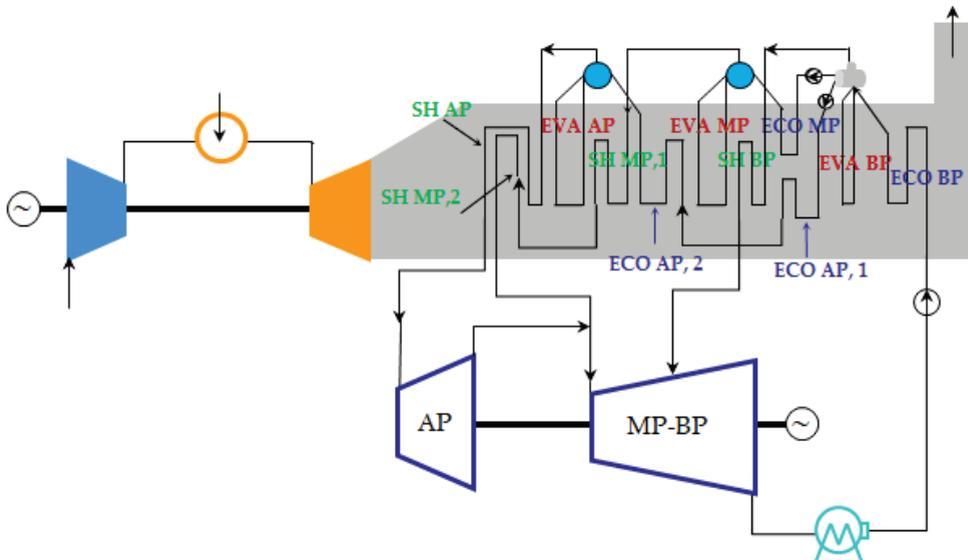


Figura 4.17. Schema di una caldaia a recupero a tre livelli di pressione.

Nella configurazione di figura 4.18, la pressione di RH coincide con la pressione di MP. In particolare, il vapore proveniente dalla turbina di AP viene miscelato con quello generato nella sezione MP e quindi surriscaldato fino alla massima temperatura consentita dai gas di scarico: tale surriscaldamento, effettuato a pressioni relativamente basse (15-30 bar), previene la formazione di liquido durante l'espansione, problema, come è stato appena discusso, ricorrente nei cicli 2L e 3L.

La presenza del banco di reheat rappresenta, però, un costo aggiuntivo e una complicazione impiantistica, per cui la sua introduzione va valutata attraverso considerazioni tecnico-economiche.

In generale, l'adozione dei cicli multilivello migliora nettamente la qualità del recupero termico, realizzando allo stesso tempo la riduzione della potenza termica dissipata allo scarico e delle irreversibilità nella cessione di calore al ciclo a vapore, come evidenziato in figura 4.19 che mostra il profilo di temperatura in funzione della percentuale di potenza termica scambiata nella caldaia a recupero.

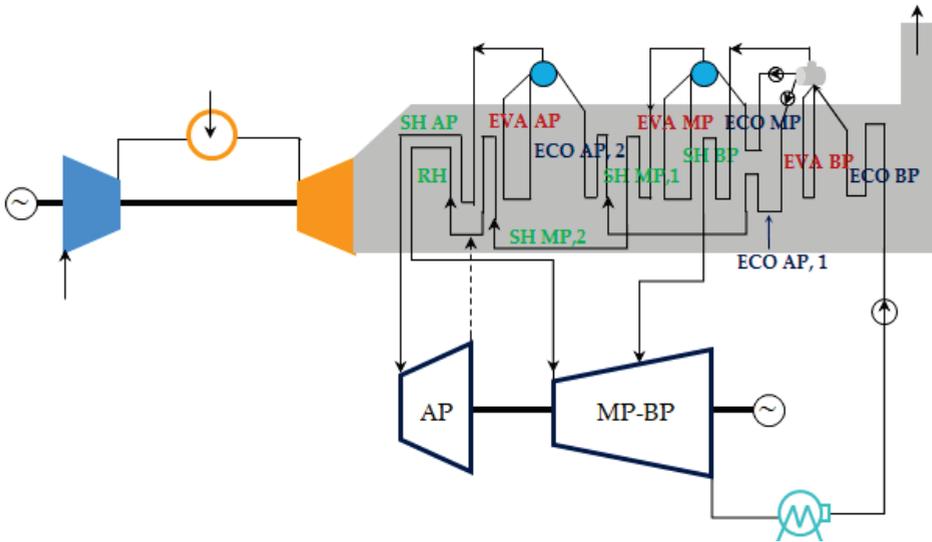


Figura 4.18. Schema di una caldaia a recupero a tre livelli di pressione con reheat.

Ciò è dovuto alla diminuzione complessiva dei ΔT di scambio, che determina una riduzione delle irreversibilità, e quindi un miglioramento del recupero termico (in particolare, tale fenomeno è più importante nella zona ad alta temperatura). Il passaggio dal 2L al 3LRH comporta, dunque, un ulteriore beneficio nel recupero termico rispetto alla configurazione 1L, riducendo la potenza termica dissipata grazie al sostanziale miglioramento della potenza termica scambiata ad alta temperatura (SH e RH).

Come conseguenza, si verifica una riduzione della temperatura, $T_{g,out}$, dei gas in uscita dal HRSG rispetto alle configurazioni 2L.

Per quanto riguarda la pressione ottimale di vaporizzazione, essa dipende dalla temperatura iniziale dei gas di scarico, e, nei cicli multilivello le diverse pressioni operative devono essere ottimizzate contemporaneamente. La scelta della configurazione della caldaia a recupero dipende, come detto, da considerazioni di tipo tecnico-economico (tipo di combustibile, costi d'installazione, costi di esercizio e manutenzione, complicazioni impiantistiche) che influenzano, di conseguenza, la scelta del turbogas sia in termini di condizioni operative (temperatura di uscita degli esausti) sia in termini di taglia.

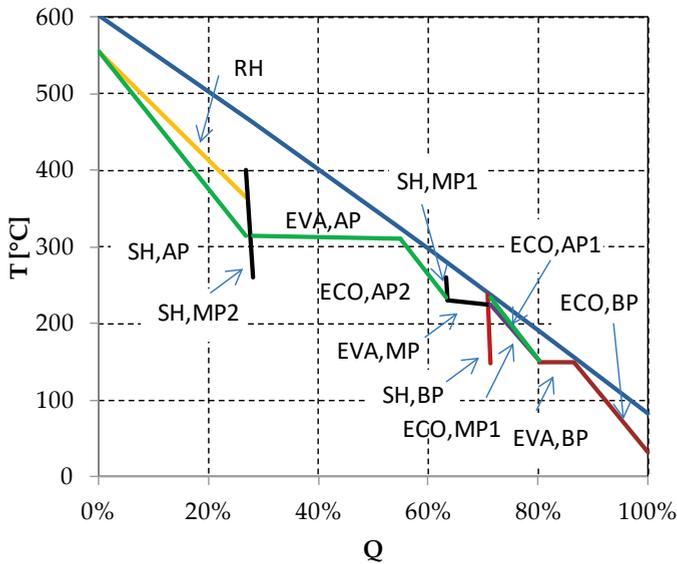


Figura 4.19. Profilo di scambio termico in configurazione 3LRH.

In particolare, il ciclo monolivello è diffusamente impiegato, dati i bassi costi d'investimento, per applicazioni cogenerative o per l'utilizzo di combustibili poveri. Le macchine impiegate prevedono la temperatura degli esausti in uscita dalla turbina al massimo di 530°C, mentre la temperatura al camino è usualmente intorno ai 170°C. I cicli multilivello 2L e 3L sono la scelta economica più vantaggiosa nel caso di impiego di combustibili pregiati, poiché garantiscono più alte efficienze, anche se sono più costosi a causa dell'incremento delle superfici di scambio termico. La temperatura dei fumi al camino varia tra 90°C e 130°C.

I cicli 3LRH vengono realizzati per macchine avanzate e, comunque, per temperature dei fumi in uscita dalla turbina maggiori di 590°C.

Infine, la possibilità di adottare condizioni avanzate del vapore (pressione ipercritica) è vantaggiosa anche nei cicli a recupero se i gas di scarico sono a temperature elevate, cioè per valori di β tipici delle TG heavy duty ed elevate TIT. Infatti, in un ciclo a vapore ipercritico la fase di adduzione di calore ben si presta al recupero termico dei gas di scarico del turbogas, essendo nulle le irreversibilità termiche legate alla fase di vaporizzazione.

4.6 Prestazioni dei cicli combinati

La tabella riassuntiva 4.4 confronta, a scopo esemplificativo, le prestazioni ottenute realizzando cicli combinati a diversi livelli di pressione in cui la sezione a gas è una macchina commerciale da 70 MW (PG 6101 FA di GE). I risultati riportati confermano, così come discusso precedentemente, l'incremento dell'efficienza di recupero ε_{rec} , del fattore di recupero θ , e del rendimento dell'impianto a vapore sottoposto all'aumentare dei livelli di pressione. Ciò comporta un aumento delle superfici di scambio (individuate dal parametro UA) e la contemporanea riduzione della temperatura dei gas in uscita dalla caldaia a recupero che passano da 130°C a 83°C. La realizzazione di più livelli di pressione all'interno della caldaia a recupero determina benefici in termini di potenza netta e rendimento del ciclo combinato. L'aumento di potenza è legato sia all'incremento dei salti entalpici disponibili sia alla maggiore produzione complessiva di vapore. Rispetto al ciclo combinato ad un livello di pressione le variazioni percentuali sono pari al 3% e 8% rispettivamente nel caso della configurazione a due livelli di pressione e tre livelli di pressione con reheat.

Il rendimento cresce grazie al miglioramento del recupero termico e alle migliori prestazioni del ciclo sottoposto. Infatti, per le diverse configurazioni considerate le variazioni relative risultano rispettivamente pari al 2% e 7%.

Gli incrementi delle prestazioni ottenuti comportano inevitabilmente una complicazione impiantistica della caldaia a recupero; pertanto, è necessario valutare attentamente la convenienza tecnico-economica degli interventi richiesti, anche in relazione alla taglia del sistema.

Per quanto riguarda i rapporti di potenza tra la sezione a gas e la sezione a vapore valgono, in prima approssimazione, le seguenti relazioni:

$$0.25 \leq \frac{P_{TV}}{P_{TG}} \leq 0.35 \text{ per TG aeroderivative}$$

$$0.35 \leq \frac{P_{TV}}{P_{TG}} \leq 0.75 \text{ per TG heavy - duty}$$

La figura 4.20 riporta le curve di prestazione, lavoro specifico-rendimento, di cicli combinati 1L, 2L, 3LRH, realizzati considerando turbogas con rapporto di compressione variabile tra 10 e 30 e temperatura di ingresso in turbina pari a 1280°C, confrontate con la curva di prestazione in configurazione

semplice. Si può notare che il rendimento in funzione del rapporto di compressione presenta un andamento debolmente crescente-decrescente, mentre il lavoro specifico utile è sempre decrescente, essendo ovviamente più elevato a bassi valori di β grazie alla maggiore energia termica disponibile allo scarico e convertibile nel ciclo sottoposto. In particolare, risulta che il rapporto di compressione ottimale deve essere scelto nel range 15-20. Per quanto riguarda i livelli di pressione, è evidente l'incremento di prestazioni che si ottiene nel 3LRH rispetto alle configurazioni meno complesse.

Tabella 4.4. Prestazioni dei cicli combinati.

<i>Caratteristiche PG 6101 FA</i>			
$\beta = 14.8$, TIT = 1288°C, TOT = 599°C, $m_{air} = 204$ kg/s ($P_{TG} = 70$ MW _{el} , $\eta_{TG} = 34.8\%$)			
	1L	2L	3LRH
<i>Caratteristiche cicli a recupero</i>			
ϵ_{rec} (%)	24.77	26.67	30.27
θ (%)	70.26	75.5	77.07
η_{TV} (%)	35.25	35.28	39.28
$P_{TV,el}$ (MW)	36.5	39.4	44.8
$T_{SH, AP} / T_{SH, MP} / T_{SH, BP}$ (°C)	550	550/-/260	550/400/237
$p_{AP} / p_{MP} / p_{BP}$ (bar)	45	51.7/-/10	100/25.8/4.3
$m_{AP} / m_{MP} / m_{BP}$ (kg/s)	31.01	30.6/-/4.6	24.9/4.7/4.4
T_{RH} / p_{RH} (°C/bar)			550/24.3
UA (kW/°C) HRSG	1615	2407	3048
$T_{g,out}$ (°C)	130	95	83
<i>Prestazioni in Ciclo Combinato</i>			
$P_{CC,net}$ (MW)	103	106	111
η_{CC} (%)	50.20	51.45	54.84

La figura 4.20 riporta le curve di prestazione, lavoro specifico-rendimento, di cicli combinati 1L, 2L, 3LRH, realizzati considerando turbogas con rapporto di compressione variabile tra 10 e 30 e temperatura di ingresso in turbina pari a 1280°C, confrontate con la curva di prestazione in configurazione semplice. Si può notare che il rendimento in funzione del rapporto di compressione presenta un andamento debolmente crescente-decrescente, mentre il lavoro specifico utile è sempre decrescente, essendo ovviamente più elevato a bassi valori di β grazie alla maggiore energia termica disponibile allo

scarico e convertibile nel ciclo sottoposto. In particolare, risulta che il rapporto di compressione ottimale deve essere scelto nel range 15-20. Per quanto riguarda i livelli di pressione, è evidente l'incremento di prestazioni che si ottiene nel 3LRH rispetto alle configurazioni meno complesse.

Per quanto riguarda la dipendenza delle prestazioni di un ciclo combinato dalla temperatura di ingresso in turbina, restano valide le considerazioni fatte per il turbogas in configurazione semplice. L'incremento della TIT influenza in maniera significativa sia il rendimento che il lavoro specifico del ciclo combinato, grazie alle migliori prestazioni del turbogas e grazie anche alla possibilità di scegliere rapporti di compressione più elevati (per mantenere costante la TOT è infatti necessario aumentare il rapporto di compressione).

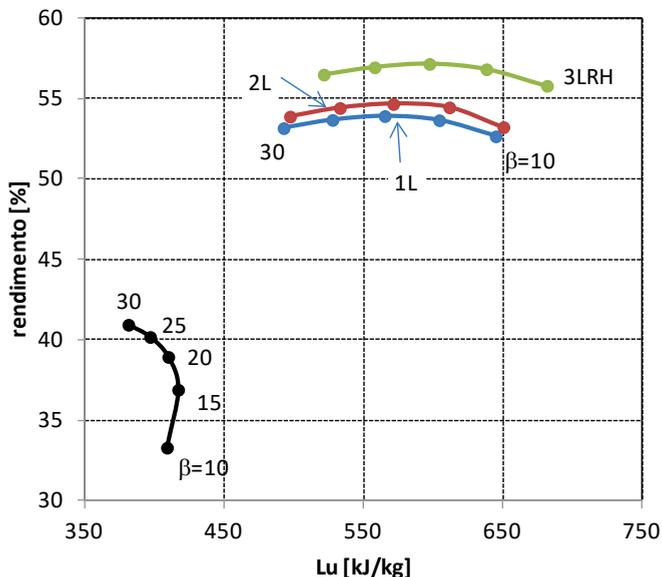


Figura 4.20. Curve di prestazione, lavoro specifico-rendimento.

La figura 4.21 mostra le prestazioni dei cicli combinati (1 sezione TG e 1 sezione TV, configurazione 3LRH) basati sulle unità heavy duty riportate nella figura 3.59 (Capitolo 3), come dichiarate dai costruttori.

È possibile notare come le prestazioni raggiunte dalle unità più avanzate siano superiori al 62%, fino a raggiungere il 64% (TIT pari a 1600-1700°C, TOT nel range 600-670°C) per le macchine di taglia maggiore, valori di gran lunga superiori a quelli che caratterizzano qualsiasi altra tecnologia

industriale di generazione elettrica. Tali prestazioni sono state ottenute considerando l'obiettivo primario dell'ottimo in condizioni "on design".

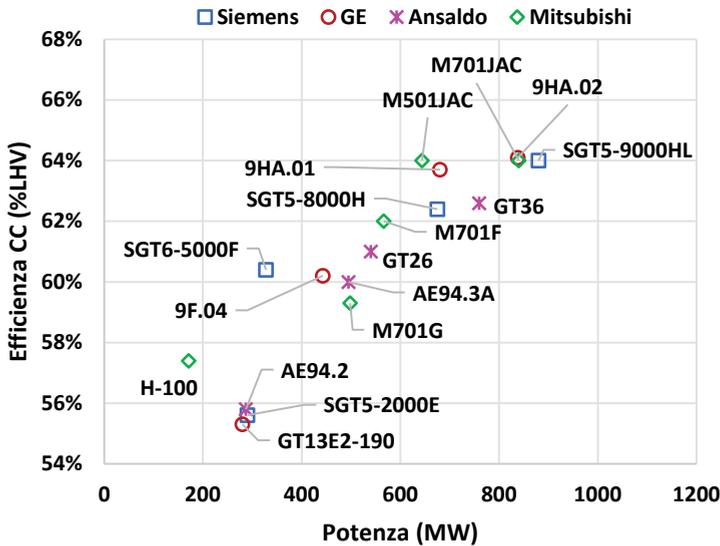


Figura 4.21. Prestazioni delle moderne unità heavy duty in assetto CC 3LRH.

Negli ultimi anni, l'incremento dell'impiego delle rinnovabili non programmabili nella generazione elettrica e la loro priorità di dispacciamento sulla rete hanno determinato la richiesta di nuove specifiche progettuali per i cicli combinati. Tali specifiche progettuali sono strettamente connesse al cambiamento nella gestione operativa dei cicli combinati che, da un funzionamento base-load (copertura del carico di base, esercizio a carico nominale cioè in condizioni di "on design"), sono passati in maniera sempre più crescente a un funzionamento load-following, necessario a bilanciare l'output fluttuante ed intermittente delle fonti rinnovabili, assumendo quindi il ruolo di impianti di back-up del sistema elettrico. Tale cambiamento nella gestione operativa comporta nuove specifiche progettuali in termini di flessibilità di esercizio (ampie variazioni di carico e ripetuti cicli quotidiani di avviamento e spegnimento) con la richiesta di elevate efficienze anche in condizioni di off-design (ai carichi parziali), elevate prestazioni dinamiche (tempi di avviamento e risposta alle variazioni di carico), e affidabilità in termini di sicurezza e continuità del servizio.

CAPITOLO 5

CENNI SUI SISTEMI COGENERATIVI

5.1 Considerazioni generali

La cogenerazione è la produzione dell'elettricità e del calore come effetti utili del medesimo processo di conversione di energia primaria. Infatti, in un impianto di conversione termoelettrica, l'energia chimica del combustibile viene trasformata in energia termica attraverso il processo di combustione e successivamente convertita in energia elettrica. Il calore ceduto dal ciclo viene rilasciato nell'ambiente ottenendo così rendimenti di primo principio dal 30% al 58%, a seconda della tecnologia utilizzata.

In un impianto in assetto cogenerativo invece parte del calore ceduto viene recuperato consentendo così di raggiungere efficienze (di primo principio) del sistema superiori anche all'80%.

In figura 5.1 sono rappresentati i flussi energetici di un sistema in assetto cogenerativo rispetto ad uno tradizionale.

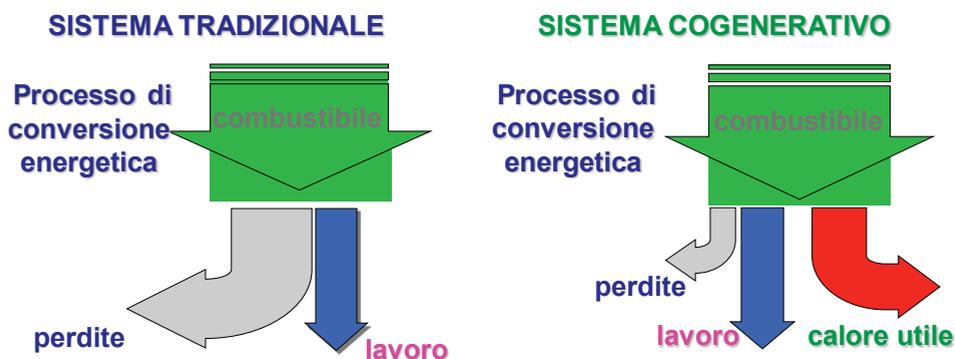


Figura 5.1. Schema dei flussi energetici.

Il risparmio che si ottiene con la cogenerazione può essere quindi molto significativo non solo in termini economici ma anche energetico-ambientali.

In figura 5.2 sono schematizzati i vantaggi che possono essere ottenuti attraverso la cogenerazione.

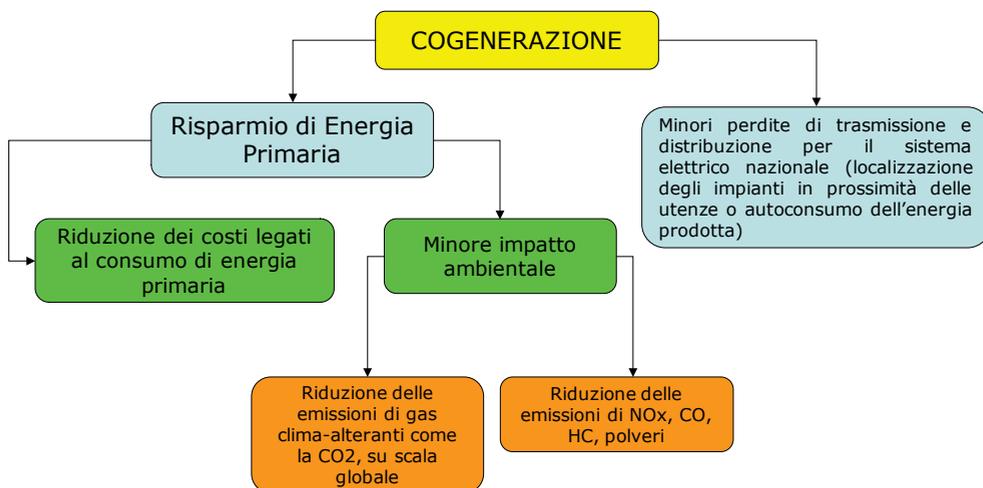


Figura 5.2. Possibili vantaggi legati alla produzione combinata di energia elettrica e calore.

Tuttavia, la convenienza della cogenerazione non è scontata, poiché la riduzione dei consumi di energia primaria richiede un'attenta scelta della tecnologia di conversione più adatta e delle condizioni di utilizzazione dell'impianto.

Una prima valutazione sulle prestazioni di un impianto cogenerativo è basata sui seguenti indici, derivati dal I e II principio della termodinamica:

$$\eta_I = \frac{L + Q_u}{m_c \cdot LHV} = \eta_{el} + \eta_{th} \quad (5.1)$$

$$\eta_{II} = \frac{L + Q_u(1 - T_{ref}/T_Q)}{m_c \cdot LHV} \quad (5.2)$$

Il rendimento di primo principio, poiché dà lo stesso valore energetico ai due effetti utili, lavoro e calore, non può fornire una corretta valutazione sulla opportunità energetica di effettuare la cogenerazione (sovrastima dei vantaggi energetici).

Il rendimento di II principio pesa il calore con il suo equivalente meccanico (T_Q e T_{ref} sono rispettivamente la temperatura media cui è disponibile il calore e la temperatura ambiente). Il rendimento di II principio, sebbene dia una

valutazione sulla validità termodinamica delle trasformazioni interne all'impianto, non dà alcuna indicazione sulla convenienza della cogenerazione rispetto a quanto avviene con la produzione separata (sottostima dei vantaggi energetici).

Di seguito si elencano le tecnologie disponibili per la cogenerazione classificate in funzione della potenza elettrica (tabella 5.1).

Tabella 5.1. Tecnologie disponibili per la cogenerazione.

$P_{el} < 1 \text{ MW}$	$P_{el} < 5 \text{ MW}$	$P_{el} > 5 \text{ MW}$
Motore a combustione interna con recupero parziale o totale del calore	Motore a combustione interna con recupero parziale o totale del calore	Turbina a vapore a contro-pressione
Microturbine a gas		Turbina a vapore a condensazione e spillamento
Celle a combustibile		Turbina a gas con post-combustore
Motori Stirling		Turbina a gas ad iniezione di vapore
		Impianto combinato TG-TV

5.2 Il Primary Energy Saving (PES)

I rendimenti di I e II principio non sono sufficienti a valutare l'effettiva convenienza in termini di risparmio di energia primaria di un sistema cogenerativo.

A tal fine, la Direttiva Europea 2004/8/CE/ riconosce la cogenerazione ad alto rendimento attraverso la definizione del PES, il Primary Energy Saving. L'indice PES è concettualmente equivalente all'IRE (Indice di Risparmio Energetico) utilizzato fino a dicembre 2010 ed è definito come:

$$PES = 1 - \frac{E_C}{\frac{E_{CHP,H}}{\eta_{ref,H}} + \frac{E_{CHP,E}}{\eta_{ref,E} \cdot p}} \quad (5.3)$$

dove E_C è l'energia primaria annua consumata in cogenerazione, $E_{CHP,H}$ e $E_{CHP,E}$ sono rispettivamente l'energia termica annua e l'energia elettrica annua prodotte mediante cogenerazione, mentre $\eta_{ref,H}$ e $\eta_{ref,E}$ sono i rendimenti termico ed elettrico di riferimento per la produzione separata di calore ed elettricità.

Poiché la Direttiva 2004/8/CE intende promuovere lo sviluppo della cogenerazione basata sulla domanda di calore utile, riconoscendo pertanto che la finalità della cogenerazione è quella di utilizzare l'energia primaria del combustibile in modo ottimale producendo congiuntamente energia elettrica, il termine $E_{CHP,E}$ da considerare nel calcolo del PES è:

- nel caso di cogenerazione con turbina a vapore a contropressione, turbina a gas con recupero termico, motore a combustione interna, microturbine, motori Stirling e celle a combustibile, pari a tutta l'energia elettrica prodotta se il rendimento di primo principio (eq. 5.1) annuo è almeno pari al 75%;
- nel caso di cogenerazione a ciclo combinato con recupero di calore e con turbina a vapore a condensazione e spillamento, pari a tutta l'energia elettrica prodotta se il rendimento di primo principio annuo è almeno pari all'80%.

Se i rendimenti di primo principio sono inferiori alle soglie rispettivamente del 75% e dell'80%, l'energia elettrica prodotta è divisa in due frazioni: una qualificabile come cogenerativa (da considerare per il calcolo del PES), l'altra qualificabile come prodotta in modo convenzionale. Secondo la direttiva 2004/8/CE l'energia elettrica qualificabile come cogenerativa si ottiene moltiplicando il calore utile prodotto, al netto della produzione da caldaie ausiliarie, per il rapporto C di massimo recupero termico dell'impianto (rapporto tra l'energia termica prodotta in condizioni di massimo recupero termico e l'energia elettrica prodotta nelle stesse condizioni). La tabella 5.2 riporta i valori di C per le principali tecnologie cogenerative.

Tabella 5.2. Valori del coefficiente C da utilizzare nel calcolo del PES.

Impianto	C
Motore a combustione interna	0.75
Turbina a vapore	0.45
Turbina a gas	0.55
Impianto combinato TG-TV	0.95

Il coefficiente p rappresenta le minori perdite di trasporto e di trasformazione dell'energia elettrica che gli impianti cogenerativi comportano quando immettono energia elettrica nelle reti di bassa o media tensione (si evitano le perdite sulle reti, rispettivamente, di media e alta tensione) e/o auto-consumano l'energia elettrica prodotta (si evitano le perdite associate al trasporto di energia elettrica fino al livello di tensione cui gli impianti stessi sono allacciati). Esso è calcolato come:

$$p = \frac{p_{im} \cdot E_{CHP,E,im} + p_{ac} \cdot E_{CHP,E,ac}}{E_{CHP,E,im} + E_{CHP,E,ac}} \quad (5.4)$$

I valori di p_{im} e p_{ac} dipendono dal livello di tensione cui è allacciata la sezione di produzione combinata di energia elettrica e termica, $E_{CHP,E,im}$ e $E_{CHP,E,ac}$ sono rispettivamente l'energia elettrica immessa in rete e autoconsumata nell'impianto.

Le tabelle 5.4 e 5.5 riportano i valori aggiornati secondo il Regolamento Delegato UE 2023/2104²⁵ dei rendimenti elettrici e termici di riferimento che variano per il tipo di combustibile utilizzato e in base alla data di entrata in esercizio dell'impianto di cogenerazione, mentre la tabella 5.6 riporta i valori di p_{im} e p_{ac} .

Tabella 5.3. Valori di riferimento per $\eta_{ref,E}$ in funzione del combustibile utilizzato.

	Categoria	Fonte di energia	Anno di costruzione		
			< 2016	2016-2023	≥ 2024
Solidi	S1	Carbon fossile compresa antracite, carbone bituminoso, carbone sub-bituminoso, coke, semicoke, coke di petrolio	44.2	44.2	53.0
	S2	Lignite, mattonelle di lignite, scisto bituminoso	41.8	41.8	53.0
	S3	Torba, mattonelle di torba	39.0	39.0	53.0
	S4	Biomassa secca fra cui legna e altri tipi di biomassa solida compresi pellet e mattonelle di legno, trucioli di legno essiccati, scarti in legno puliti e asciutti, gusci e noccioli d'oliva e altri noccioli	33.0	37.0	37.0
	S5	Altri tipi di biomassa solida compresi tutti i tipi di legno non inclusi in S4, liscivio nero e liquame marrone	25.0	30.0	30.0
	S6	Rifiuti urbani e industriali (non rinnovabili, di origine non biologica quali plastica,	25.0	25.0	25.0

²⁵ https://eur-lex.europa.eu/legal-content/IT/TXT/PDF/?uri=OJ:L_202302104.

		gomma e altri materiali sintetici) e rifiuti rinnovabili/biodegradabili			
Liquidi	L7	Olio combustibile pesante, gasolio, altri prodotti petroliferi	44.2	44.2	53.0
	L8	Bioliquidi compresi biometanolo, bioetanolo, biobutanolo, biodiesel, altri biocarburanti e tutti gli elettroliquidi	44.2	44.2	44.2
	L9	Liquidi residui, compresi rifiuti biodegradabili e non rinnovabili (inclusi sego, grasso e trebbie)	25.0	29.0	29.0
Gassosi	G10	Gas naturale, GPL, GNL e biometano	52.5	53.0	53.0
	G11A	Idrogeno commercializzato (1)	44.2	44.2	53.0
	G11B	Gas di raffineria, gas di sintesi, idrogeno (sottoprodotto), elettrogas (2)	44.2	44.2	44.2
	G12	Biogas da digestione anaerobica, gas di discarica e gas da impianti di trattamento di acque reflue	42.0	42.0	42.0
	G13	Gas di cokeria, gas di altoforno, gas da estrazioni minerarie e altri gas di recupero (escluso il gas di raffineria)	35.0	35.0	35.0
Altri	O14A	Calore di scarto, compresi i gas di scarico di processo e i prodotti di reazioni chimiche esotermiche (temperatura di ingresso > 200°C)		30.0	30.0
	O14B	Calore di scarto, compresi i gas di scarico di processo e i prodotti di reazioni chimiche esotermiche (temperatura di ingresso < 200°C)		30.0	20.0
	O15	Energia nucleare		33.0	33.0
	O16	Energia solare termica		30.0	30.0
	O17	Energia geotermica		19.5	19.5
	O18	Altri combustibili non menzionati		30.0	30.0

Tabella 5.4. Valori di riferimento per $\eta_{ref,H}$ in funzione del combustibile utilizzato.

	Categoria	Fonte di energia	Anno di costruzione								
			< 2016			2016-2023			≥ 2024		
			A ¹	B ²	C ³	A ¹	B ²	C ³	A ¹	B ²	C ³
Solidi	S1	Carbon fossile compresa antracite, carbone bituminoso, carbone sub-bituminoso, coke, semicoke, coke di petrolio	88	83	80	88	83	80	92	87	84
	S2	Lignite, mattonelle di lignite, scisto bituminoso	86	81	78	86	81	78	92	87	84
	S3	Torba, mattonelle di torba	86	81	78	86	81	78	92	87	84
	S4	Biomassa secca fra cui legna e altri tipi di biomassa solida compresi pellet e mattonelle di legno, trucioli di legno essiccati,	86	81	78	86	81	78	86	81	78

		scarti in legno puliti e asciutti, gusci e noccioli d'oliva e altri noccioli									
	S5	Altri tipi di biomassa solida compresi tutti i tipi di legno non inclusi in S4, liscivio nero e liquame marrone	80	75	72	80	75	72	80	75	72
	S6	Rifiuti urbani e industriali (non rinnovabili, di origine non biologica quali plastica, gomma e altri materiali sintetici) e rifiuti rinnovabili/biodegradabili	80	75	72	80	75	72	80	75	72
Liquidi	L7	Olio combustibile pesante, gasolio, altri prodotti petroliferi	89	84	81	85	80	77	92	87	84
	L8	Bioliquidi compresi biometano, bioetanolo, biobutanolo, biodiesel, altri biocarburanti e tutti gli elettroliquidi	89	84	81	85	80	77	85	80	77
	L9	Liquidi residui, compresi rifiuti biodegradabili e non rinnovabili (inclusi sego, grasso e trebbie)	80	75	72	75	70	67	75	70	67
Gassosi	G10	Gas naturale, GPL, GNL e biometano	90	85	82	92	87	84	92	87	84
	G11A	Idrogeno commercializzato	89	84	81	90	85	82	92	87	84
	G11B	Gas di raffineria, gas di sintesi, idrogeno (sottoprodotto), elettrogas	89	84	81	90	85	82	90	85	82
	G12	Biogas da digestione anaerobica, gas di scarica e gas da impianti di trattamento di acque reflue	70	65	62	80	75	72	80	75	75
	G13	Gas di cokeria, gas di altoforno, gas da estrazioni minerarie e altri gas di recupero (escluso il gas di raffineria)	80	75	72	80	75	72	80	75	72
Altri	O14A	Calore di scarto, compresi i gas di scarico di processo e i prodotti di reazioni chimiche esotermiche (temperatura di ingresso > 200°C)				92	87		92	87	
	O14B	Calore di scarto, compresi i gas di scarico di processo e i prodotti di reazioni chimiche esotermiche (temperatura di ingresso < 200°C)				92	87		92	87	
	O15	Energia nucleare				92	87		92	87	
	O16	Energia solare termica				92	87		92	87	
	O17	Energia geotermica				92	87		92	87	
	O18	Altri combustibili non menzionati				92	87		92	87	

¹ Acqua calda.

² Vapore. Se le centrali a vapore non tengono conto del riflusso della condensa nel calcolo del rendimento della produzione di calore per cogenerazione, i rendimenti per il vapore di cui alla tabella soprastante sono aumentati di 5 punti percentuali.

³ Uso diretto dei gas di scarico. Si usano i valori relativi al calore diretto se la temperatura è pari o superiore a 250°C.

Tabella 5.4. Valori di riferimento per P_{im} e P_{ac} .

Livello di tensione di connessione	Fattore di correzione P_{im}	Fattore di correzione P_{ac}
≥ 345 kV	1	0.976
≥ 200 - < 345 kV	0.972	0.963
≥ 100 - < 200 kV	0.963	0.951
≥ 50 - < 100 kV	0.952	0.936
≥ 12 - < 50 kV	0.935	0.914
≥ 0.45 - < 12 kV	0.918	0.891
< 0.45 kV	0.888	0.851

Sulla base del PES, il particolare impianto cogenerativo rientra nella cogenerazione ad alto rendimento (CAR) quando:

- fornisce un risparmio di energia primaria pari almeno al 10% rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e di calore ($PES > 10\%$);
- nel caso di unità di piccola cogenerazione e di microcogenerazione (cioè di potenza rispettivamente inferiore a $1 MW_{el}$ e inferiore a $50 kW_{el}$) fornisce un risparmio di energia primaria ($PES > 0$).

5.3 Soluzioni impiantistiche in assetto cogenerativo

In questo paragrafo vengono riportati gli schemi funzionali di soluzioni cogenerative basate su impianti a vapore e impianti a gas.

Le configurazioni impiantistiche di un impianto a vapore in assetto cogenerativo sono a spillamento (il vapore è prelevato durante la fase di espansione) ed a contropressione (il vapore è prelevato a valle della fase di espansione).

Tali impianti hanno un rendimento elettrico in assetto cogenerativo che si attesta nel range 15-30% ed un rendimento termico che può arrivare al 60%. In figura 5.3 è schematizzato un impianto a vapore cogenerativo a spillamento normalmente utilizzato per taglie comprese tra i 5 e i 20 MW. Dallo schema si può rilevare come il vapore necessario all'utenza venga prelevato in condizioni di alta temperatura e media pressione; pertanto, tale sistema risulta particolarmente adatto nei settori industriali ad alto consumo di calore, come, ad

esempio, quelli tessile e cartario. In figura 5.3b è invece riportato lo schema di un impianto a vapore a controcompressione (taglie 1-10 MW). In tale configurazione il vapore richiesto è prelevato a valle dell'espansione ed inviato direttamente all'utenza termica da cui ritorna sotto forma di condensa. I costi di impianto si possono stimare in 1700-2000 €/kW per le turbine a spillamento e condensazione ed in 1800-2200 €/kW per le turbine a contro pressione.

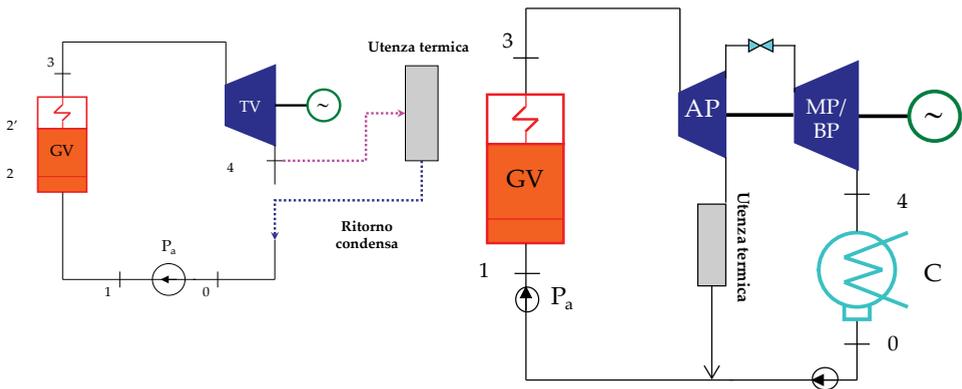


Figura 5.3. a) cogenerazione con turbina a vapore a condensazione e spillamento e b) cogenerazione con turbina a vapore a controcompressione.

In figura 5.4 è riportato lo schema di un impianto turbogas in assetto cogenerativo, in cui la produzione di calore avviene attraverso il recupero termico sui gas di scarico.

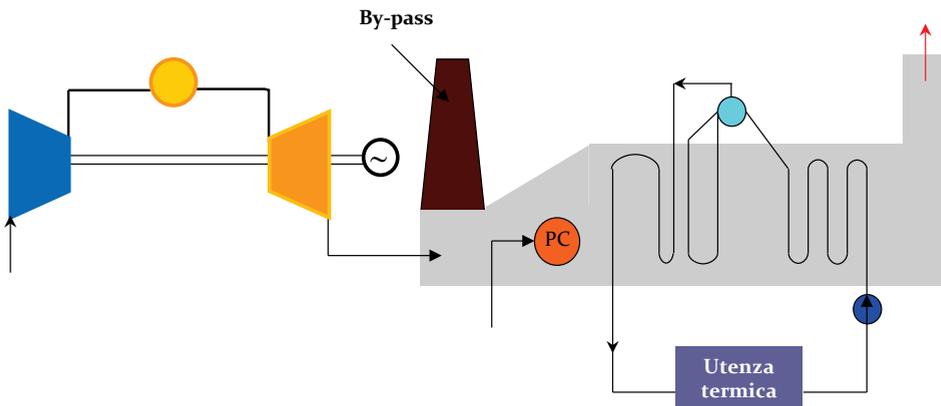


Figura 5.4. Impianto turbogas in assetto cogenerativo per la produzione di vapore.

Si può notare come la produzione di energia elettrica e termica siano tra loro svincolate, grazie all'inserimento di due componenti, il camino di by-pass ed il postcombustore, che consentono di inseguire il carico termico lasciando inalterate le condizioni di funzionamento del turbogas. In particolare, il post-combustore incrementa la produzione di vapore (regolazione per un aumento della richiesta di potenza termica rispetto alle condizioni nominali), mentre il camino di by-pass regola la potenza termica quando la richiesta è inferiore a quella ottenibile in corrispondenza delle diverse condizioni di funzionamento del turbogas. È evidente che lo schema è dissipativo poiché al diminuire della potenza termica richiesta una parte dei fumi venga scaricata all'esterno tramite il camino di by-pass.

Per superare questo limite si può far ricorso ad una diversa configurazione impiantistica che prevede l'iniezione di vapore in camera di combustione (figura 5.5).

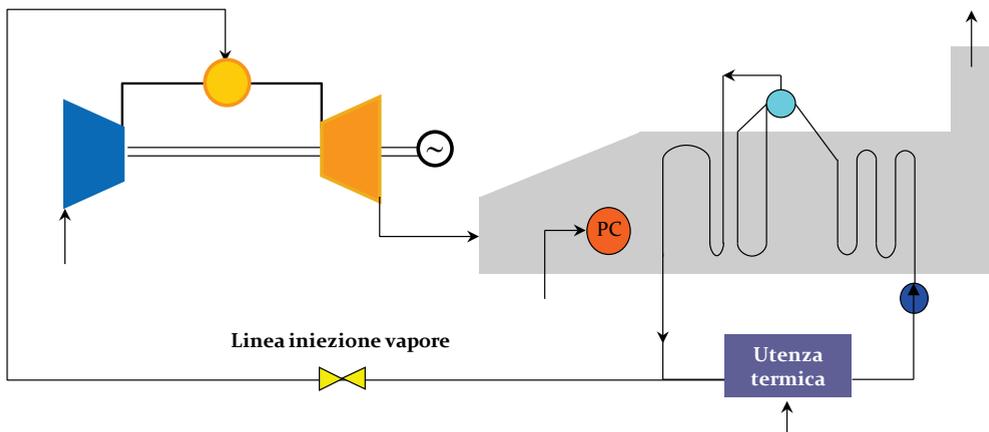


Figura 5.5. Impianto turbogas a ciclo STIG in assetto cogenerativo.

In tale configurazione (STIG, Steam Injection Gas turbine) il vapore in eccesso viene iniettato in camera di combustione comportando un incremento di rendimento e lavoro specifico. L'incremento di rendimento è dovuto al recupero termico sui gas di scarico, sebbene una maggiore potenza termica sia richiesta in camera di combustione; l'incremento di potenza è legato sia al maggiore lavoro specifico dovuto al maggiore c_p del vapore rispetto ai fumi sia all'incremento della portata complessiva. Gli incrementi relativi di rendimento e potenza per le piccole unità ($P \sim 2-5$ MW, $\beta < 10$) rispetto al ciclo

semplice sono estremamente elevati, pari anche al 38% e 60%, rispettivamente.

In figura 5.6 è rappresentato lo schema funzionale di un ciclo combinato in assetto cogenerativo. Si può notare che il prelievo di vapore avviene o dai corpi cilindrici o dalle turbine mediante spillamento, qualunque sia l'assetto del ciclo base (ad uno o due livelli di pressione, o a tre livelli di pressione con reheat).

Anche in presenza dell'utenza termica, il ciclo combinato funziona sempre in condizioni di rendimento ottimale, poiché, pur al variare delle portate in gioco, le condizioni termodinamiche della sezione a vapore non cambiano.

Il post-combustore, eventualmente presente nella caldaia a recupero, consente la regolazione dell'utenza termica variando sia la portata di vapore che le sue condizioni termodinamiche (pressione e temperatura).

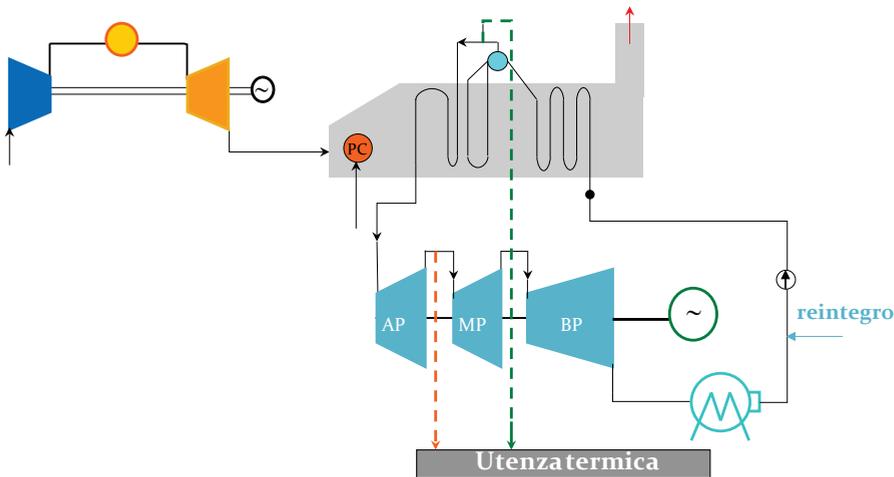


Figura 5.6. Schema di un ciclo combinato monolivello cogenerativo.

5.4 Strategie di regolazione

Le condizioni di funzionamento di un impianto di cogenerazione possono essere individuate attraverso i piani di regolazione potenza termica-potenza elettrica definiti in base alle specifiche di progetto (richiesta termica ed elettrica dell'utenza).

Di seguito sono analizzati, da un punto di vista qualitativo, i piani di variazione della potenza termica e della potenza elettrica durante le possibili condizioni di funzionamento per i sistemi cogenerativi precedentemente descritti.

In figura 5.7 sono riportati i piani di regolazione per un impianto a vapore cogenerativo nei due assetti indicati in figura 5.3. La curva arancione rappresenta la variazione di potenza elettrica e termica in funzione della portata di vapore prodotta. La configurazione a spillamento consente una maggiore elasticità nella gestione dell'impianto in quanto le due utenze (termica ed elettrica) sono parzialmente svincolate (figura 5.7a), grazie alla possibilità di variare la portata di vapore spillata (curva blu). La regolazione nella configurazione a contropressione è molto più rigida poiché la produzione di energia elettrica dipende dalla richiesta di energia termica (il sistema è ad un grado di libertà, figura 5.7b).

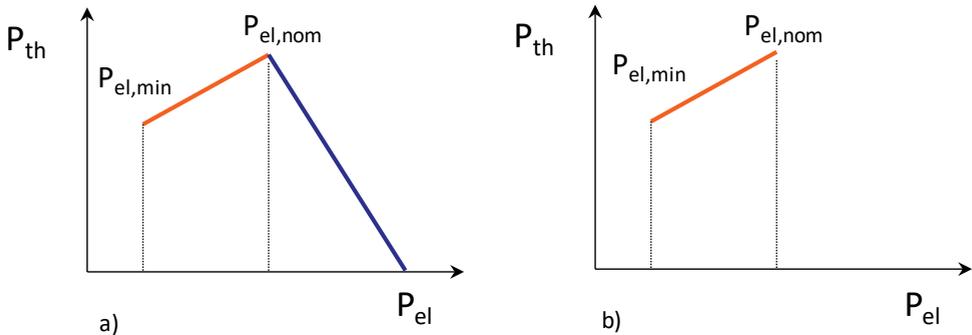


Figura 5.8. Piani di regolazione potenza termica utile e potenza elettrica: a) cogenerazione con turbina a vapore a spillamento; b) cogenerazione con turbina a vapore a contropressione.

La figura 5.9 riporta il piano di regolazione dell'impianto turbogas illustrato in figura 5.5.

La curva arancione rappresenta le condizioni di normale funzionamento del turbogas e i punti min e nom sono rispettivamente le condizioni di minimo esercizio e nominali. La zona di post-combustione (PC), compresa tra la linea di regolazione in condizioni di normale esercizio e la linea di regolazione con massima post combustione, e la zona di by-pass (dissipativa) al di sotto della linea di normale funzionamento, consentono di soddisfare particolari condizioni di richiesta di potenza termica svincolando la potenza elettrica. La potenza termica massima ottenibile dipende dalla combustione completa dell'ossigeno presente nei gas di scarico della turbina e dal raggiungimento

di temperature troppo elevate per le caratteristiche strutturali dell'HRSG. Nella gestione del sistema è possibile seguire due diverse strategie di regolazione: i) "elettrico segue" in cui si sceglie di soddisfare il carico elettrico impiegando poi la postcombustione o il bypass per soddisfare il carico termico e ii) "termico segue" in cui viene prima soddisfatto il carico termico senza utilizzare la post-combustione o il by-pass e poi il carico elettrico scambiando energia con la rete. Facendo riferimento ai punti A e B rappresentativi di una possibile richiesta dell'utenza (figura 5.9), è chiaro che seguendo la strategia elettrico segue, la potenza elettrica è soddisfatta operando il TG nei punti A' e B', mentre per soddisfare il carico termico si ricorre alla postcombustione o al by-pass. Nella strategia termico segue il TG è operato nei punti in cui viene soddisfatto il carico termico, A'' e B'', mentre il soddisfacimento del carico elettrico viene realizzato vendendo il surplus generato (differenza tra i punti A'' e A) o acquistando dalla rete la quantità necessaria a colmare il deficit (differenza tra B'' e B). La scelta tra le due strategie dipende da una serie di fattori, tra cui il costo dell'energia elettrica (nel caso del termico segue punto B).

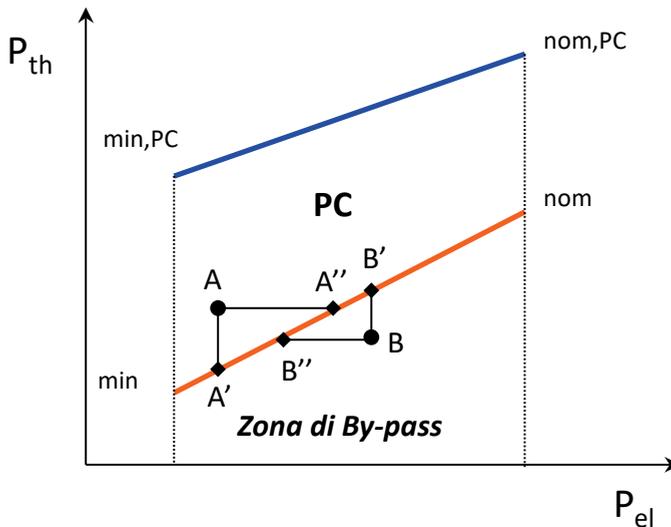


Figura 5.9. Piano di regolazione per un turbogas in assetto cogenerativo.

In figura 5.10 è illustrato il piano di regolazione per il turbogas in ciclo STIG e assetto cogenerativo rappresentato in figura 5.6.

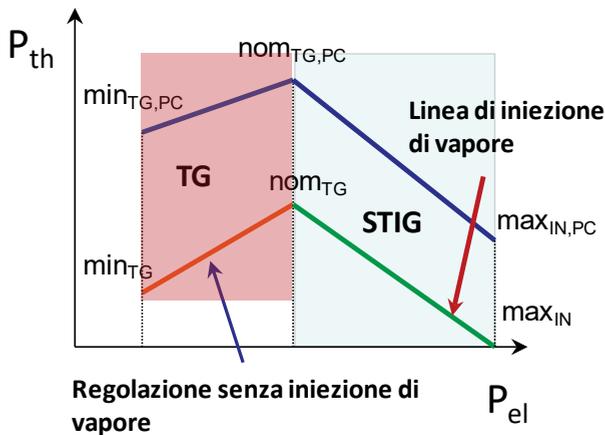


Figura 5.10. Piano di regolazione per un ciclo STIG in assetto cogenerativo.

L'area più scura racchiude le condizioni di regolazione di un turbogas in assetto cogenerativo come appena descritto, mentre l'area chiara individua le condizioni di regolazione del sistema quando parte del vapore prodotto viene inviato alla camera di combustione del turbogas (funzionamento in ciclo STIG).

Rispetto alla configurazione di ciclo semplice in assetto cogenerativo non è prevista la zona dissipativa di by-pass poiché l'energia termica in eccesso è utilizzata per produrre il vapore da inviare alla camera di combustione. Il sistema presenta possibilità di regolazione più ampie relativamente alla produzione elettrica.

Il tratto arancione rappresenta la regolazione del ciclo combinato in funzione del carico del turbogas, considerando i massimi spillamenti possibili in ogni condizione di funzionamento. La potenza elettrica prodotta deriva dalla somma delle potenze generate nelle singole sezioni (TG + TV). Il tratto verde definisce le condizioni di regolazione con la sezione a gas a massimo carico e la sezione a vapore a carico crescente (riduzione del vapore all'utenza termica). Rispetto agli schemi precedenti, la post-combustione non è considerata poiché poco praticata nei cicli combinati in configurazione cogenerativa.

In figura 5.11 è riportato il piano di regolazione di un CC in assetto cogenerativo.

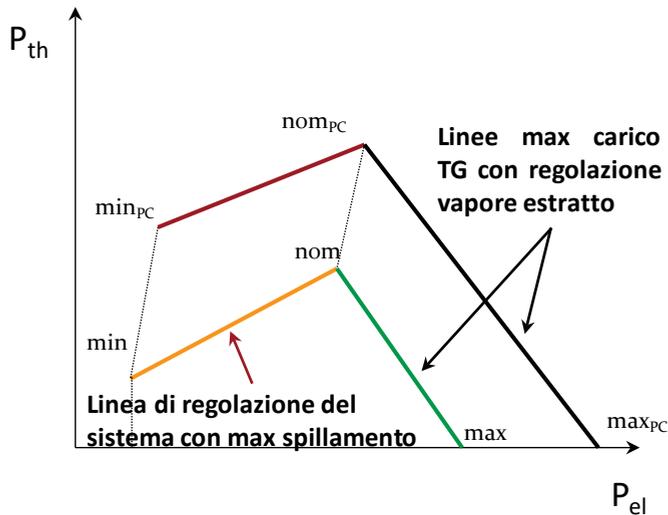


Figura 5.11. Piano di regolazione per un ciclo CC in assetto cogenerativo.

- La linea nom-max è costruita con la TG a piena potenza variando l'estrazione di vapore sino ad annullarla (max in cui l'impianto lavora a piena condensazione);
- Contrariamente al TG semplice e allo STIG la pressione cui è richiesto il vapore influisce sulla produzione elettrica (il salto entalpico relativo al vapore sottratto varia con la pressione).

5.5 Microturbine a gas in assetto cogenerativo

Il campo di applicazione delle microturbine a gas (MTG) prevede potenze comprese tra i 30 e i 250 kW_{el}. Rispetto alle turbine a gas industriali e aeronautiche, i criteri progettuali delle MTG sono completamente diversi, in quanto per taglie così limitate si adottano soluzioni tecnologiche meno sofisticate evitando gli accorgimenti più evoluti propri delle macchine di grande potenza che non sarebbero economicamente giustificabili su macchine così piccole.

Pertanto, esse presentano caratteristiche costruttive diverse e parametri operativi meno spinti. Le turbomacchine (compressore e turbina) sono a flusso radiale poiché le portate sono molto limitate e hanno un'elevata velocità di rotazione, mentre il rapporto di compressione varia tra 3 e 5 e la TIT è

appositamente studiate per l'alimentazione di diversi combustibili: gas naturale, GPL, biogas, diesel, propano, kerosene. Sulla base dei prezzi indicati dai costruttori, il costo di una microturbina si colloca tipicamente nell'intervallo di valori 2000÷3000 €/kW.

CAPITOLO 6

TECNOLOGIE AVANZATE A BASSO IMPATTO AMBIENTALE PER L'IMPIEGO DI COMBUSTIBILI SOLIDI

6.1 Introduzione

Il raggiungimento del picco di produzione dei combustibili fossili, l'incremento della domanda di energia legato soprattutto alla crescente richiesta dei Paesi economicamente emergenti e la necessità di soddisfare a tale domanda in un'ottica di *sviluppo sostenibile*, richiedono agli operatori del settore energetico di individuare possibili strategie che consentano un uso più razionale delle fonti primarie disponibili ed ai ricercatori di sviluppare tecnologie e sistemi di conversione dell'energia ad alta efficienza e basso impatto ambientale. La fonte fossile attualmente a più ampia disponibilità nel tempo (riserve stimate per circa 139 anni, agli attuali consumi) e con una maggiore sicurezza di approvvigionamento (ridotti rischi geopolitici), è il carbone. Tale fonte è stata nel tempo sostituita, negli impianti di potenza, da fonti considerate a minor impatto ambientale, data la sua alta produzione di elementi inquinanti e climalteranti. Nell'ultimo decennio lo sviluppo di tecnologie per un impiego pulito dei combustibili fossili e la necessità di diversificare l'approvvigionamento delle riserve energetiche hanno riproposto l'utilizzo del carbone.

A livello mondiale il ricorso al carbone è ancora rilevante per cui un importante impegno deve essere volto allo sviluppo di tecnologie capaci di consentirne un uso sostenibile. L'obiettivo strategico è rivolto alla gassificazione del carbone, che rappresenta la più valida soluzione per garantire ed accelerare la transizione verso l'economia basata sull'idrogeno: il processo di gassificazione del carbone con CO₂ Capture and Storage.

6.2 La gassificazione del carbone

La gassificazione del carbone (o di altri combustibili solidi) consiste nella sua conversione in un gas costituito principalmente da idrogeno (H₂) e monossido di carbonio (CO).

Il gassificatore, schematizzato come un black-box in figura 6.1, è un reattore chimico che prevede tre flussi entranti:

- carbone (o altro combustibile pesante);
- ossidante (ossigeno, con vari gradi di purezza, solitamente intorno al 95%, o più raramente aria);
- acqua (sotto forma liquida o di vapore);

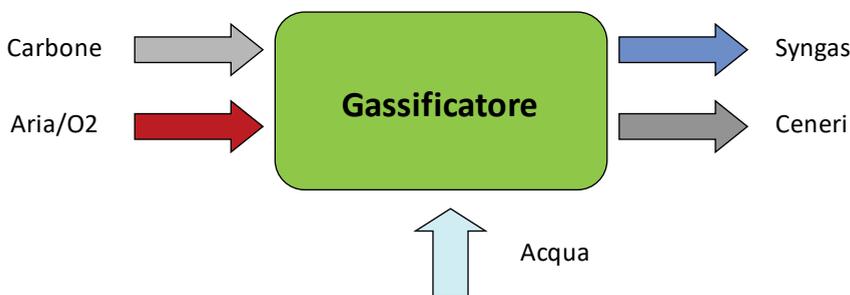


Figura 6.1. Flussi di massa in un gassificatore.

e due flussi uscenti:

- gas di sintesi, **syngas**, costituito principalmente da H₂ e CO;
- ceneri, **ashes**, presenti nel combustibile in ingresso e come residuo solido a valle del processo di gassificazione (slag).

Le reazioni fondamentali che avvengono nel reattore di gassificazione (gassificatore) sono:

$C + O_2 \rightarrow CO_2$	$\Delta H = +393.7 \text{ kJ/mol}$	<i>Combustione totale</i>	R1
$C + 0.5 O_2 \rightarrow CO$	$\Delta H = +110.6 \text{ kJ/mol}$	<i>Combustione parziale</i>	R2
$C + H_2O \rightarrow CO + H_2$	$\Delta H = -131.4 \text{ kJ/mol}$	<i>Gassificazione</i>	R3
$CO + 3H_2 \rightarrow CH_4 + H_2O$	$\Delta H = +206.4 \text{ kJ/mol}$	<i>Metanazione</i>	R4
$CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2$	$\Delta H = +41.2 \text{ kJ/mol}$	<i>Shift</i>	R5

Il gas di sintesi così prodotto è costituito da una miscela contenente principalmente CO, CO₂, H₂, H₂O, CH₄ e piccole quantità di altri elementi indesiderati, come H₂S, COS, NH₃, HCl, tar, polveri etc.

L'energia termica liberata dai processi di combustione, combustione parziale, metanazione e shift, viene utilizzata dalla reazione endotermica di gassificazione, in modo che il sistema sia termicamente "autosostenuto", per cui la portata di ossigeno (o aria) in ingresso al gassificatore dipende dalla temperatura di gassificazione, dalla portata e dalla temperatura dell'acqua (o vapore) in ingresso al reattore.

Il carbone subisce inizialmente una fase di riscaldamento (fino a circa 200-300°C) in cui libera l'acqua e i composti gassosi volatili; all'aumentare della temperatura le complesse strutture molecolari del carbone vengono spezzate dando origine alla formazione di idrocarburi pesanti (tar) e di carbonio puro (char). Il char partecipa alle reazioni di gassificazione, mentre il tar viene gassificato solo in presenza di opportune condizioni termodinamiche.

L'intero processo di conversione risulta influenzato da:

- **tempo di permanenza** del carbone all'interno del reattore;
- **temperatura**: all'aumentare della temperatura di gassificazione aumenta la percentuale di conversione del carbone in syngas;
- **pressione**: all'aumentare della pressione di gassificazione aumenta la percentuale di conversione del carbone in syngas;
- **rapporto O/C**: kg di ossigeno per ogni kg di carbone;
- **rapporto S/C**: kg di acqua per ogni kg di carbone;
- **purezza dell'ossidante**.

L'aumento della temperatura operativa di gassificazione, variabile da 400°C a 2000°C, favorisce le reazioni endotermiche di gassificazione, dando luogo ad un gas di sintesi con elevati contenuti di H₂ e CO e basse concentrazioni di CO₂, H₂O, CH₄.

L'aumento della pressione, variabile da 1 bar a 80 bar, favorisce le reazioni che avvengono con diminuzione del numero di moli, conducendo complessivamente alla riduzione della concentrazione di H₂ e CO ed all'aumento di quella di CO₂, H₂O, CH₄.

All'aumentare di O/C diminuisce la frazione molare di H₂ e CO mentre aumenta quella di CO₂, H₂O, CH₄ mentre all'aumentare di S/C aumentano le frazioni molari di H₂, CO₂, H₂O mentre diminuiscono quelle di CO e CH₄.

6.3 Sistemi integrati isola di gassificazione e isola di potenza

Al fine di ottenere efficienze globali elevate il syngas ottenuto dal processo di gassificazione deve essere impiegato in sistemi di conversione ad alta efficienza, come ad esempio l'impianto a ciclo combinato discusso nel capitolo 4. Infatti, negli ultimi anni, lo sviluppo tecnologico delle turbine a gas e i grandi vantaggi offerti nell'assetto in ciclo combinato (migliori efficienze in termini termodinamici, maggiore economicità, minore impatto ambientale rispetto alle altre tecnologie di conversione dell'energia), hanno spinto la ricerca verso la definizione di soluzioni impiantistiche in grado di rimuovere il limite legato alla poca flessibilità in termini di combustibile utilizzato (combustibili pregiati).

Viene quindi discussa la validità energetica di un impianto integrato IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle), che prevede l'accoppiamento tra un impianto di gassificazione del carbone ed un classico ciclo combinato. Tale soluzione tecnologica rientra nell'ambito delle tecnologie per un utilizzo "pulito" del carbone.

In figura 6.2 è schematizzato un impianto integrato isola di gassificazione-ciclo combinato. In esso è possibile individuare due sezioni fondamentali, una relativa alla conversione del carbone in gas di sintesi, l'altra alla conversione dell'energia chimica del syngas in energia elettrica. L'integrazione tra le due sezioni avviene attraverso scambi di massa ed energia tra le varie unità che compongono i due sistemi, e può essere più o meno spinta.

Ad esempio, nello schema di figura 6.2 sono indicati i flussi di vapore che dalla sezione di raffreddamento del syngas sono inviati parte al gassificatore e parte al ciclo combinato, l'azoto che dal sistema di separazione dell'aria viene inviato al combustore del turbogas del ciclo combinato, e, infine, il flusso d'aria che, eventualmente, prelevato dal compressore del turbogas alimenta il sistema di separazione dell'aria. I motivi di tali integrazioni e le conseguenti scelte progettuali verranno giustificati nei paragrafi successivi.

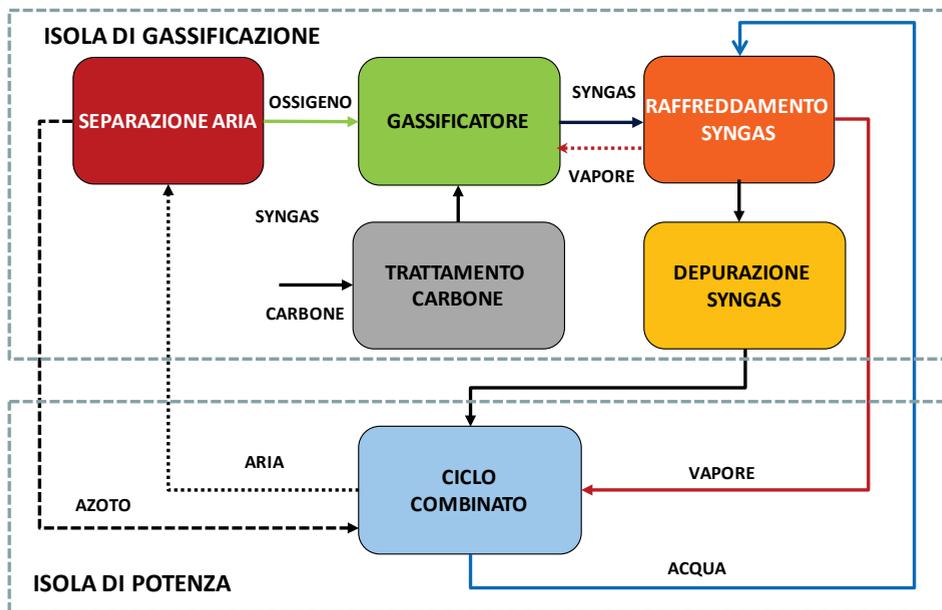


Figura 6.2. Schema a blocchi di un IGCC (Integrated Gasifier Combined Cycle).

6.3.1 L'isola di gassificazione

L'impianto di gassificazione, schematizzato in figura 6.3, è costituito dalle seguenti sezioni fondamentali:

- **Sezione di gassificazione.** Comprende essenzialmente il sistema di preparazione ed alimentazione del combustibile ed il reattore di gassificazione (gassificatore). Nella sezione di gassificazione viene prodotto il syngas a partire dal combustibile primario, dall'acqua (o vapore) e dall'ossigeno (con purezza fino al 95% o aria).
- **Sezione di produzione e compressione dell'ossidante.** L'ossigeno necessario al processo di gassificazione viene prodotto, in generale, attraverso l'impiego un'unità di frazionamento criogenico dell'aria (ASU, *Air Separation Unit*).
- **Sezione di raffreddamento del syngas.** Il syngas prodotto ad alta temperatura viene raffreddato in specifici scambiatori di calore (*syngas coolers*), recuperando l'energia sensibile del syngas per la produzione di vapore, o semplicemente per miscelamento con acqua o syngas freddo (*quenching*).

- **Sezione di depurazione del syngas.** Il sistema di depurazione del syngas dagli elementi inquinanti (composti dello zolfo, particolato, ammoniaca, tar, ecc.), è basato su processi a bassa temperatura, da tempo disponibili a livello commerciale e ampiamente utilizzati nella pratica industriale.

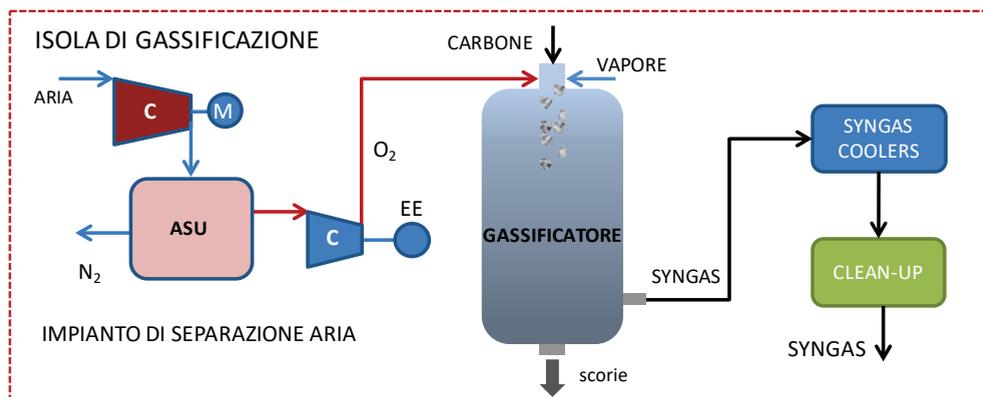


Figura 6.3. Schema semplificato di un impianto di gassificazione.

6.3.1.1 L'impianto di separazione dell'aria

L'impianto di separazione dell'aria serve a produrre ossigeno con diversi gradi di purezza (solitamente al 95%) da inviare come flusso ossidante al gassificatore, (processo Linde-Frankl). La gassificazione con ossigeno risulta infatti più conveniente rispetto alla gassificazione ad aria poiché il gas di sintesi ha un maggiore potere calorifico in quanto non diluito con l'azoto atmosferico: a pari output energetico le dimensioni di tutti gli apparati dell'impianto saranno notevolmente ridotte (la composizione molare dell'aria è infatti 21% di O₂ e 79% di N₂);

- Ulteriore incremento del potere calorifico del syngas dovuta alla necessità di portare tutta la massa inerte di azoto alle temperature di gassificazione;
- Incremento del carico termico da recuperare che comporta maggiori costi per l'impianto di raffreddamento del syngas.

La produzione di ossigeno è però un processo energeticamente costoso, l'aria infatti deve essere compressa a pressioni di 5-6 bar per produrre ossigeno e azoto a pressione atmosferica. Nel caso in cui le pressioni sono

maggiori si può prevedere una successiva espansione dell'azoto, oppure la sua iniezione nella CC del turbogas per il controllo delle emissioni di NO_x .

6.3.1.2 I gassificatori

In relazione al regime fluidodinamico i gassificatori possono essere classificati in tre categorie: gassificatori a letto fisso (o mobile), gassificatori a letto fluido, gassificatori a letto trascinato.

Gassificatori a letto fisso

Nei gassificatori a letto fisso (fixed-bed gasifiers) o mobile (moving-bed gasifiers), figura 6.4, il combustibile solido è disposto al di sopra di una griglia che può essere rispettivamente fissa oppure mobile (in tal caso essa scorre lentamente, verso il basso, in controcorrente con i gas caldi prodotti dal letto). Attraverso la griglia vengono anche scaricate le ceneri prodotte dal letto. Gli agenti gassificanti, costituiti da vapore e ossigeno (o aria), vengono introdotti all'interno del reattore attraverso appositi ugelli disposti al di sotto della griglia o comunicanti direttamente con la zona centrale del reattore.

Non appena il combustibile entra nel gassificatore, da esso si liberano subito gli elementi volatili, che si ritroveranno nel gas di sintesi sotto forma di tar e fenoli. Il passaggio in controcorrente favorisce lo scambio termico fra il carbone (che si riscalda) e il syngas prodotto (che, conseguentemente, si raffredda), per cui l'efficienza energetica del processo è piuttosto elevata. Nella zona superiore del reattore si verifica il preriscaldamento del carbone, a spese del calore sensibile posseduto dal gas in uscita; subito al di sotto si ha la zona di pirolisi, seguita, nella zona centrale, dalle reazioni di gassificazione e di combustione, con il raggiungimento dei valori più alti della temperatura (nella maggior parte dei processi a letto fisso, il limite massimo di temperatura è imposto dal fatto che si deve assolutamente evitare la fusione delle ceneri).

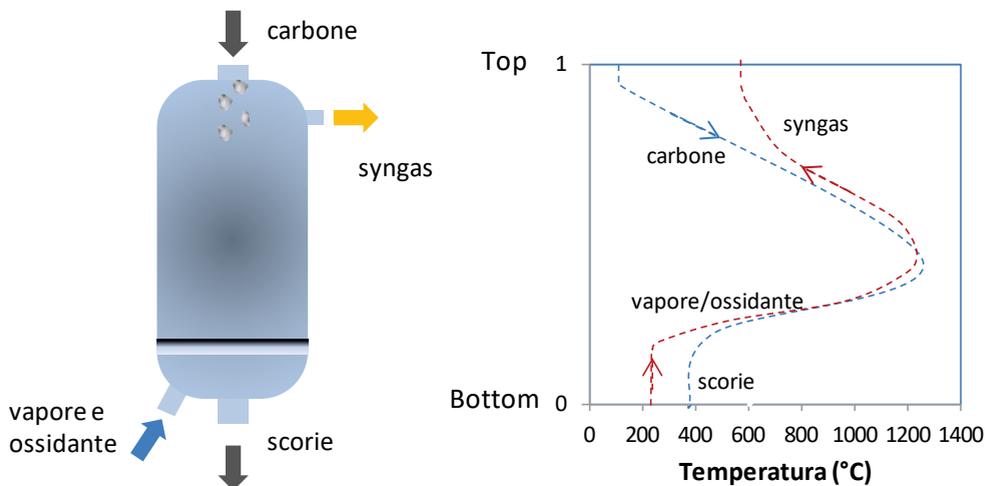


Figura 6.4. Gassificatore a letto fisso e profilo qualitativo di temperatura top-botto.

Infine, nella parte inferiore del reattore, si realizza il preriscaldamento degli agenti gassificanti, mediante la sottrazione di una parte del calore sensibile posseduto dalle ceneri.

Il syngas prodotto si trova a temperature moderate, 300°-600°C, e contiene una notevole quantità di idrocarburi in fase gassosa, mentre è relativamente povero di polveri e di residui carboniosi. A valle del reattore è necessario operare un lavaggio del syngas per eliminare le polveri e gli idrocarburi liquidi in esso sospesi, che vengono poi separati e in genere riciclati; tali processi di depurazione complicano notevolmente l'impianto e ne costituiscono pertanto un punto critico. Grazie all'elevata efficienza energetica del reattore, dovuta fondamentalmente agli scambi termici in controcorrente, i gassificatori a letto fisso o mobile richiedono modeste quantità di ossidante e, di conseguenza, il syngas presenta un elevato potere calorifico; d'altra parte, tali processi richiedono rilevanti quantità di vapore.

Le più diffuse tecnologie di gassificazione a letto fisso sono i processi Lurgi e British Gas-Lurgi (BGL) e, secondariamente, i processi Wellman-Galusha (W-G) e Ruhr 100. Le principali caratteristiche operative dei processi Lurgi e BGL sono riportate nella tabella 6.1.

Tabella 6.1. Principali caratteristiche dei gassificatori a letto fisso e mobile.

	LURGI	BGL
Condizioni operative		
Temperatura di gassificazione (°C)	800÷1200	1200÷1600
Pressione di gassificazione (bar)	24÷31	20÷28
Pezzatura del carbone (cm)	0.5÷6.0	0÷6.0
Tempo di permanenza (min)	60	30÷60
Rapporto O/C (kg/kg)	0.25÷1.0	0.5÷1.0
Rapporto S/C (kg/kg)	1.0÷4.0	1.0÷1.25
Stato di rimozione delle ceneri	Secco	Fuso
Composizione tipica del syngas (% in volume su base secca)	Illinois #6	Pittsburg #8
CO	31.2	54.9
CO ₂	17.3	3.4
H ₂	39.1	28.9
CH ₄	9.4	7.1
N ₂	1.2	4.4
H ₂ S + COS	1.1	0.5
Tar	0.7	0.8

Gassificatori a letto fluido

Nei gassificatori a letto fluido (fluidized-bed gasifiers), figura 6.5, il combustibile solido, finemente macinato e miscelato con una sabbia inerte, è reso fluido mediante una iniezione continua di ossidante e di vapore in pressione. Le temperature alle quali avvengono le reazioni sono dell'ordine degli 800÷1000°C e, grazie al continuo mescolamento, si mantengono pressoché costanti all'interno del reattore.

L'alimentazione può avvenire sia allo stato secco, sia sotto forma di slurry, soluzione, quest'ultima, estremamente efficace. Presenta invece seri problemi l'immissione, all'interno del reattore, degli agenti gassificanti. I distributori impiegati a tale scopo sono generalmente a getto, e si deve fare attenzione a non indirizzare tali getti verso le parti strutturali del reattore.

Nella maggior parte dei casi è necessario evitare che le ceneri raggiungano il punto di fusione; in tal caso si formerebbero degli agglomerati di materiale

inerte e ceneri fuse che provocherebbero una diminuzione della fluidità del processo, riducendone notevolmente l'efficienza.

Alcuni processi (in particolare i processi KRW e U-Gas) sfruttano invece la tendenza all'agglomerazione delle ceneri per l'eliminazione delle scorie dal reattore.

Il consumo di ossidante e di vapore è piuttosto basso, ma è necessaria una sezione di preparazione del combustibile, che deve essere finemente macinato, e un apparato per il ricircolo del materiale inerte.

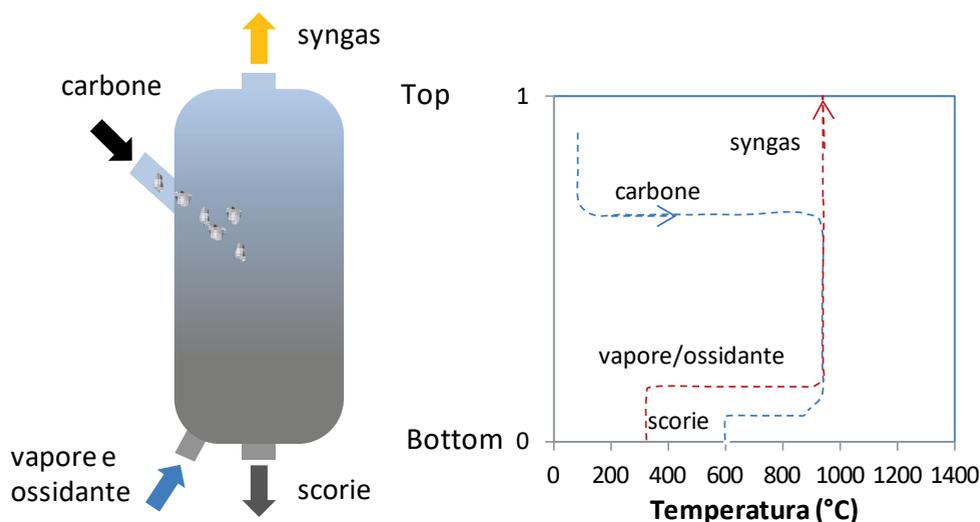


Figura 6.5. Gassificatore a letto fluido e profilo qualitativo di temperatura top-bottom.

I processi di gassificazione a letto fluido sono particolarmente adatti per carboni molto reattivi e caratterizzati da un'elevata temperatura di fusione delle ceneri. Il syngas possiede in genere un contenuto di metano relativamente basso, come bassa è la concentrazione di idrocarburi pesanti, ma l'elevato trascinalimento di particolato solido rende necessario l'utilizzo di sistemi di rimozione, generalmente costituiti da un ciclone seguito da una torre di lavaggio.

La potenzialità di tali reattori è decisamente superiore rispetto ai gassificatori a letto fisso e il tempo di permanenza del combustibile all'interno del reattore è compreso fra i trenta e i sessanta minuti.

Le principali tecnologie di gassificazione a letto fluido sono i processi Winkler, HTW (High Temperature Winkler), KRW (Kellogg Rust Westinghouse)

e U-gas, le cui principali caratteristiche operative sono riportate nella tabella 6.2.

Tabella 6.2. Principali caratteristiche dei gassificatori a letto fluido.

	WINKLER	HTW	KRW	U-GAS
Condizioni operative				
Temperatura di gassificazione (°C)	900÷1100	900÷1100	950÷1000	1050÷1100
Pressione di gassificazione (bar)	Atmosferica	3÷10	9	25
Pezzzatura del carbone (cm)	0÷1	0÷1	0÷0.3	0÷0.6
Tempo di permanenza (min)	N.D.	N.D.	N.D.	N.D.
Rapporto O/C (kg/kg)	2÷3	2÷3	1.1÷1.5	1.0÷1.5
Rapporto S/C (kg/kg)	3÷4	3÷4	0.6÷1.3	0.4÷0.6
Stato di rimozione delle ceneri	Secco	Secco	Agglomerati	Agglomerati
Composizione tipica del syngas (% in volume su base secca)	Carboni non incrostanti	Lignite	Carboni bituminosi	Carboni bituminosi
CO	36.0	53.3	48.6	37.1
CO ₂	19.5	9.1	31.1	19.0
H ₂	41.0	33.8	18.2	38.0
CH ₄	3.5	3.1	1.7	6.0
N ₂	1.0	0.7	N.D.	N.D.
H ₂ S + COS	N.D.	N.D.	0.4	0.9
Tar	N.D.	N.D.	N.D.	N.D.

Gassificatori a letto trascinato

I gassificatori a letto trascinato (entrained-flow gasifiers), figura 6.6, sono reattori che lavorano in difetto di ossigeno. Possono essere utilizzati per

gassificare combustibili solidi (finemente macinati, con granulometria dell'ordine di $50\div 100\ \mu\text{m}$) o liquidi, che vengono immessi nel reattore (allo stato secco o sotto forma di slurry) in equicorrente con l'ossidante e il vapore.

Le temperature di esercizio sono molto elevate, generalmente comprese tra 1200 e 1600°C , e di conseguenza le ceneri, fuse, vengono smaltite sotto forma di slag.

I reattori a letto trascinato sono estremamente semplici (basti pensare che al loro interno sono praticamente vuoti), accettano qualsiasi tipo di combustibile da gassificare e sono caratterizzati da una potenzialità piuttosto elevata (il tempo di permanenza del combustibile all'interno del gassificatore è di pochi secondi); pertanto, nelle applicazioni commerciali di media e larga scala, essi costituiscono la categoria più diffusa di gassificatori.

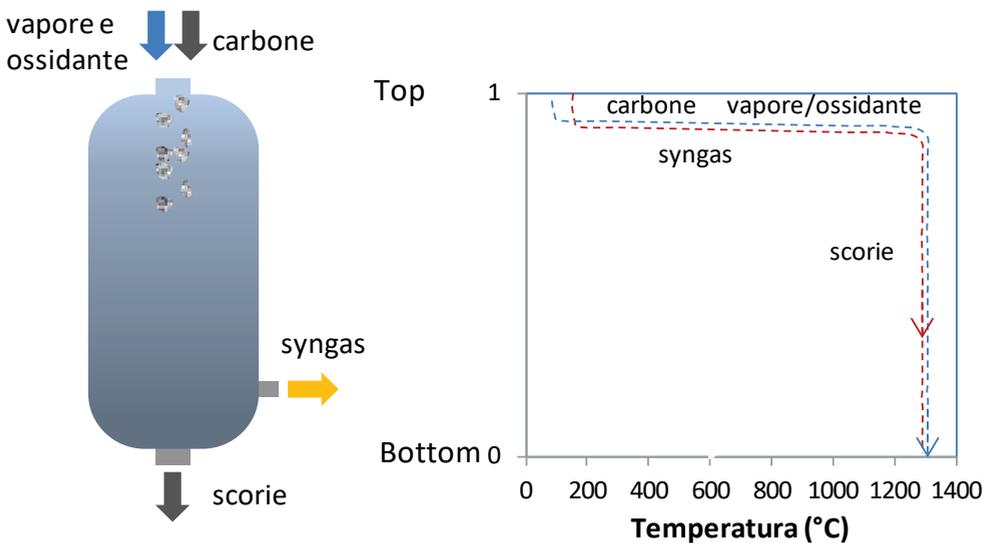


Figura 6.6. Gassificatore a letto trascinato e profilo qualitativo di temperatura top-bottom.

La quantità di vapore immessa nel reattore è notevolmente inferiore rispetto a quella necessaria nella gassificazione a letto fluido e fisso, mentre, a causa delle elevate temperature operative, è necessaria una maggiore quantità di ossidante.

Il principale problema di tali processi è costituito dalla complicazione impiantistica necessaria per il recupero termico dal gas di sintesi. In numerose applicazioni industriali, si preferisce rinunciare (almeno parzialmente) a tale

recupero raffreddando il gas per quench con acqua, con una conseguente riduzione del rendimento complessivo dell'impianto di uno o due punti percentuali. Le più importanti tecnologie di gassificazione a letto trascinato sono i processi Texaco e Shell, Koppers-Totzek, Prenflo, E-Gas (ex Destec), Bi-Gas e DOW, le cui principali caratteristiche operative sono indicate in tabella 6.3. I processi di gassificazione che impiegano combustibili contenenti zolfo comportano necessariamente la produzione di syngas contenente numerosi composti solforati, in particolare il solfuro di idrogeno H_2S e il solfuro di carbonile COS. Le reazioni di gassificazione si sviluppano in difetto di ossigeno, cosicché lo zolfo presente nel combustibile si converte in H_2S e COS. L'idrogeno solforato si forma mediante reazioni in fase eterogenea gas-solido, a partire dallo zolfo metallico. Successivamente le reazioni si sviluppano anche in fase gassosa conducendo alla formazione di COS secondo le reazioni:



A parità di tecnologia di gassificazione e di condizioni operative la concentrazione di H_2S e COS risulta direttamente proporzionale al tenore di zolfo nel combustibile primario. All'aumentare della temperatura di gassificazione aumenta il rapporto tra COS e H_2S . Oltre ai composti solforati il syngas contiene altri elementi inquinanti quali i composti dell'azoto, NH_3 e HCN, tar, composti alogenati, come HCl, alcali, particolato, etc. I composti azotati si formano a partire dall'azoto contenuto nel combustibile e devono essere rimossi in quanto tossici e potenziali fonti di NO_x in sede di combustione. Le concentrazioni di NH_3 variano da 600 ppm, valori tipici dei processi ad alta temperatura a 5000 ppm, valori di riferimento per processi a bassa temperatura. La produzione di tar interessa i processi operanti a bassa temperatura. Il parametro che stima l'efficienza di conversione del carbone in gas di sintesi è il cosiddetto "cold gas efficiency", definito come:

$$\varepsilon_{CG} = \frac{\%H_2 \cdot LHV_{H_2} + \%CO \cdot LHV_{CO} + \%CH_4 \cdot LHV_{CH_4}}{LHV_{coal}} \quad 6.1$$

Tabella 6.3. Principali caratteristiche dei gassificatori a letto trascinato.

	TEXACO	SHELL	K-T	PRENFLO
Condizioni operative				
Temperatura di gassificazione (°C)	1250÷1550	1400÷1700	1800÷1900	1350÷2000
Pressione di gassificazione (bar)	25÷85	20÷40	Atmosferica	30÷40
Pezatura del carbone (μm)	50÷100	50÷100	50÷100	50÷100
Tempo di permanenza (min)	N.D.	1÷2	1÷2	1÷2
Rapporto O/C (kg/kg)	0.9÷1.5	0.65÷1.0	0.6÷1.0	1
Rapporto S/C (kg/kg)	0.8÷3.0	0÷0.2	0.5÷1.0	0.1
Stato di rimozione delle ceneri	Secco	Scorie fuse	Scorie fuse	Scorie fuse
Composizione tipica del syngas				
(% in volume su base secca)	Carboni bituminosi	Carboni bituminosi	Carboni bituminosi	Carboni bituminosi
CO	42	66.6	56.9	59.6
CO ₂	20.8	1.5	7.2	3.7
H ₂	36	31.3	36.4	26
CH ₄	0.4	0.4	N.D.	N.D.
N ₂ + inerti	N.D.	0.8	1.1	10
H ₂ S + COS	0.8	0.4	0.4	0.7
Tar	N.D.	N.D.	N.D.	N.D.

6.3.1.3 Il raffreddamento del syngas

Poiché la sezione di depurazione del syngas opera a temperature di circa 40-50°C (rimozione a freddo dei composti solforati), è necessario inserire, soprattutto per i gassificatori che funzionano ad alta temperatura (gassificatori a letto fluido, es. HTW, con $T_{\text{Gass}} = 800\text{-}1000^\circ\text{C}$, e a letto trascinato, es. Texaco, con $T_{\text{Gass}} = 1200\text{-}1400^\circ\text{C}$, particolarmente impiegato negli impianti IGCC), un sistema di raffreddamento.

Inoltre, per ottimizzare l'efficienza globale del sistema integrato (l'impianto IGCC), è essenziale che il recupero termico si realizzi con minor produzione entropica possibile, cioè che il calore disponibile ad alta temperatura venga utilizzato per produrre un bene energetico pregiato, cioè vapore ad alta pressione.

Il recupero energetico, che per i gassificatori a letto trascinato può costituire fino al 20% dell'input termico del ciclo di potenza, avviene nei syngas coolers che rappresentano la parte più delicata e costosa dell'impianto di gassificazione. Nelle figure 6.7, 6.8 e 6.9 sono riportati gli schemi di un gassificatore

a letto trascinato integrato con scambiatori convettivi preceduti o da uno scambiatore radiativo o da un sistema di quench del syngas.

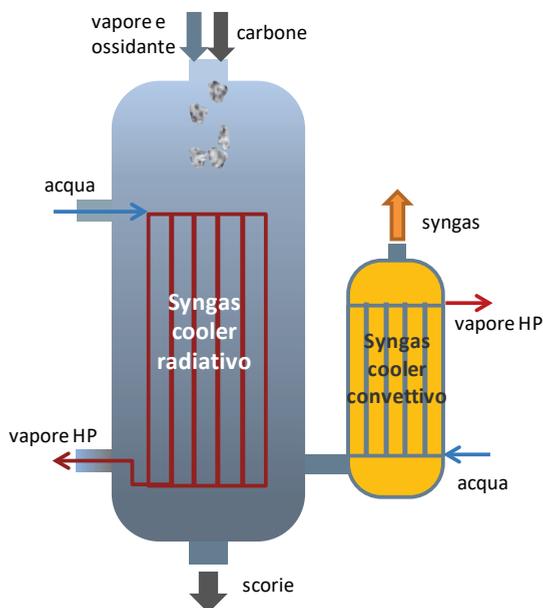


Figura 6.7. Schema gassificatore-syngas coolers radiativo e convettivo.

Nel primo caso (figura 6.7), il syngas cooler radiativo consente il raffreddamento ad alta temperatura, cioè dalle condizioni di uscita del gassificatore (1200-1400°C) fino ad un livello termico più moderato (intorno ai 900°C). Ad esso segue lo scambiatore convettivo che raffredda il syngas fino a 250°C. A valle seguirà un recupero termico con produzione di vapore di bassa pressione.

Nel secondo caso l'abbattimento della temperatura del syngas fino a 900°C è ottenuto attraverso il quench (spegnimento) del syngas realizzato con il ricircolo di parte del syngas in uscita dallo scambiatore convettivo che si trova alla temperatura di 250°C (figura 6.8).

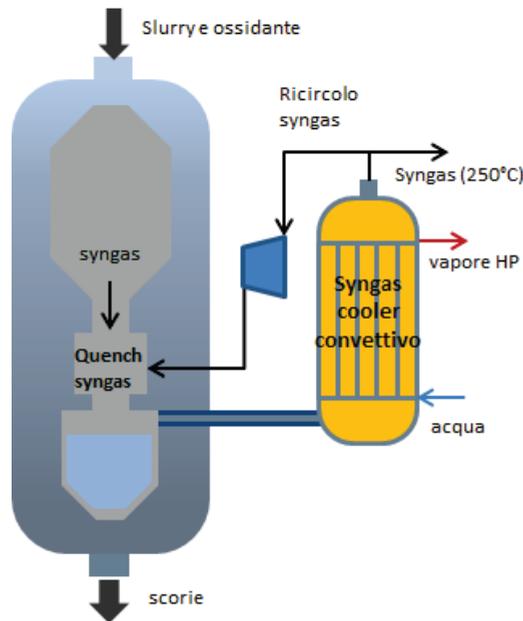


Figura 6.8. Quench parziale con ricircolo di parte del syngas dallo scambiatore convettivo.

Nello schema di figura 6.9 non è previsto l'impiego dei costosi scambiatori di alta temperatura (sia convettivo che radiativo), ma l'abbattimento della temperatura fino ai valori richiesti dal sistema di depurazione è realizzato attraverso il quench completo con acqua. Poiché il syngas viene portato a saturazione, tali sistemi di raffreddamento richiedono ingenti quantità d'acqua in funzione della pressione di esercizio del gassificatore e della temperatura usualmente richiesta in ingresso ai sistemi di raffreddamento secondari (circa 250°C). È ovvio che, in tali condizioni, il recupero del calore consente solo produzione di vapore di bassa pressione.

La scelta del sistema di raffreddamento appare quindi legata soprattutto a criteri di carattere tecnico-economico, essendo chiaro che la presenza dei syngas coolers comporta il recupero termico di importanti aliquote energetiche grazie alla produzione di vapore di alta pressione e quindi al conseguente incremento di potenza della sezione a vapore del ciclo combinato integrato.

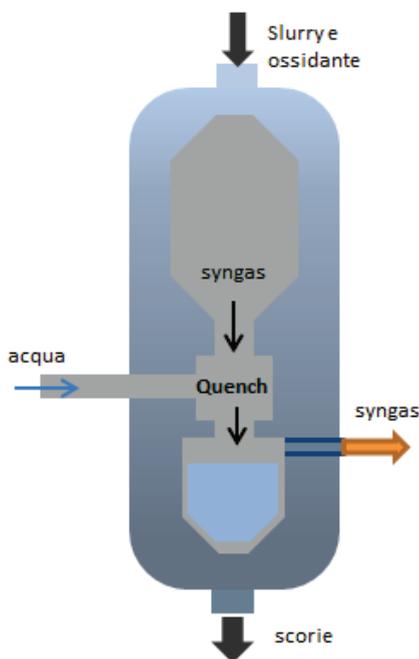


Figura 6.9. Quench totale con acqua.

6.3.1.4 Le tecnologie per la depurazione del syngas

Le caratteristiche del syngas grezzo, e quindi la tecnologia di gassificazione impiegata, influenzano notevolmente la configurazione del sistema di depurazione, che è basato per la maggior parte su processi a bassa temperatura. In figura 6.10 sono schematizzate le sezioni di condizionamento del syngas. Tali processi necessitano però di un raffreddamento del syngas, operazione che comporta notevoli complicazioni a livello impiantistico e quindi un aumento dei costi.

Per questi motivi, grande interesse è volto allo sviluppo di tecniche di depurazione dei gas ad alta temperatura che consentirebbero oltre ad una semplificazione d'impianto anche un incremento dell'efficienza di conversione. La rimozione degli inquinanti ad alta temperatura consente inoltre un trattamento dei gas "a secco", con conseguente riduzione dei costi elevati legati alla depurazione delle acque di scarico.

In ogni caso, prima della rimozione dei composti solforati è necessario il controllo delle emissioni di particolato sia nel rispetto delle normative ambientali sia per evitare problemi di deposito, erosione e corrosione nei sistemi di generazione di potenza alimentati dal syngas.

La rimozione del particolato avviene in torri di lavaggio (*scrubbers*), generalmente di tipo Venturi, che, oltre all'accurata rimozione del particolato, consentono anche il raffreddamento e la saturazione del syngas. In molte configurazioni impiantistiche, inoltre, sono presenti, a monte dello *scrubber*, uno o più cicloni che operano una prima grossolana depolverizzazione.

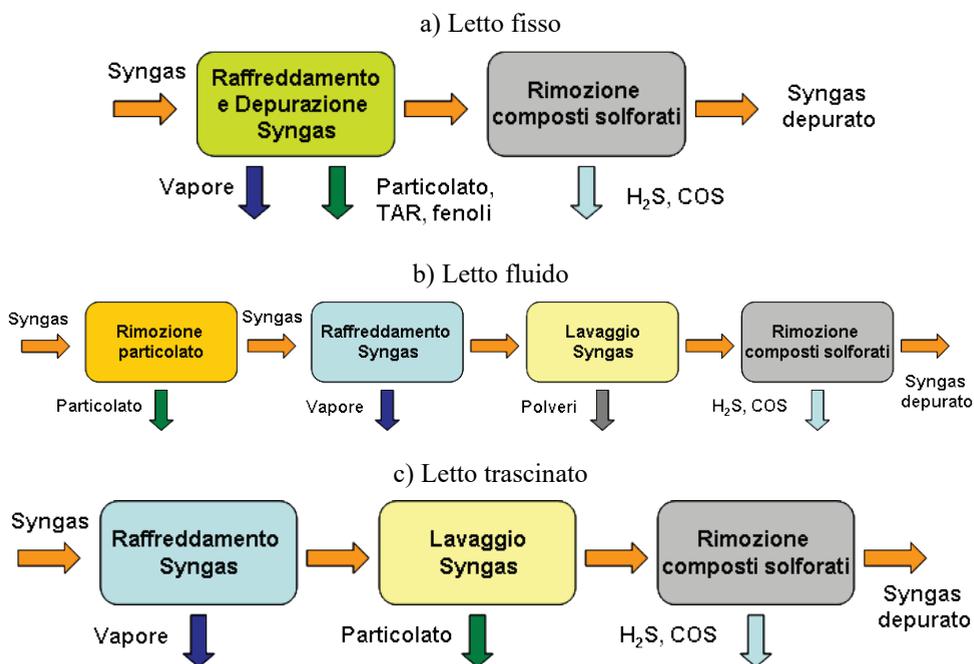


Figura 6.10. Schema semplificato della sezione di condizionamento del syngas basata su processi a bassa temperatura.

Le tecnologie “a freddo” per la rimozione dei composti solforati

Lo zolfo, contenuto nel combustibile primario, si ritrova nel gas di sintesi principalmente come H₂S (solfuro di idrogeno o idrogeno solforato) e COS

(solfuro di carbonile). La concentrazione di tali composti è generalmente dell'ordine dell'1÷2%.

I processi di desolforazione comunemente impiegati negli impianti di gasificazione rimuovono quasi completamente l'H₂S e buona parte del COS, oltre che, in dipendenza del processo utilizzato, una certa quantità di CO₂.

Il sistema di rimozione dei composti dello zolfo è composto essenzialmente da tre parti:

- sezione di desolforazione vera e propria del syngas;
- sezione di recupero dello zolfo elementare dai gas in uscita dalla sezione di desolforazione;
- sezione di trattamento dei gas di coda del processo (tail gas) prima della loro immissione in atmosfera.

I processi di desolforazione a bassa temperatura sono processi ad assorbimento. In base all'interazione tra il solvente e il composto solforato si distinguono in processi chimici, processi fisici e processi misti, e utilizzano solventi in grado di rimuovere selettivamente i composti indesiderati.

La differenza tra processi chimici e fisici consiste nel differente tipo di equilibrio che si instaura tra solvente e composto da rimuovere, e cioè nella relazione esistente tra la pressione parziale del composto e il rapporto tra il volume del composto rimosso e il corrispondente volume del solvente utilizzato.

In particolare, risulta:

- nei processi chimici il solvente reagisce con il composto originando altre specie chimiche;
- nei processi fisici, invece, l'interazione tra solvente e composto è solamente di natura fisica e segue la legge di Henry (la solubilità di un gas in un liquido, a temperatura costante, è direttamente proporzionale alla pressione parziale del gas sopra la soluzione):

$$x_i = \frac{p_i}{H_i} \quad 6.2$$

con x_i concentrazione della specie nel solvente, p_i pressione parziale della specie nel solvente, H_i costante di Henry della specie i nel solvente dato (è crescente con la temperatura). Adottando elevate pressioni e basse temperature come parametri operativi la concentrazione del soluto nella soluzione aumenta.

La scelta del processo da adottare dipende quindi dalle condizioni di pressione/temperatura del gas da trattare, e, in particolare, dalla sua pressione parziale.

I processi con solvente chimico sono impiegati quando la concentrazione del composto da rimuovere nel syngas è bassa. I processi con solvente fisico sono invece impiegati quando il composto da rimuovere è presente in alte concentrazioni, per cui è elevata anche la sua pressione parziale.

In figura 6.11 è rappresentato lo schema funzionale di un processo ad assorbimento di tipo chimico con rigenerazione del solvente.

La fase di assorbimento avviene all'interno di una colonna a piatti o a riempimento, nella quale il solvente, entrando in contatto con il gas, assorbe i composti da rimuovere; il gas depurato fuoriesce dalla testa della colonna, mentre il solvente saturo viene estratto dal fondo per essere poi depressurizzato, riscaldato e inviato alla sezione di rigenerazione (reattore di stripping).

Il solvente rigenerato viene ricompresso e raffreddato e successivamente inviato nuovamente al reattore di assorbimento, mentre i gas estratti dalla colonna di rigenerazione vengono inviati ad un'apposita sezione di trattamento.

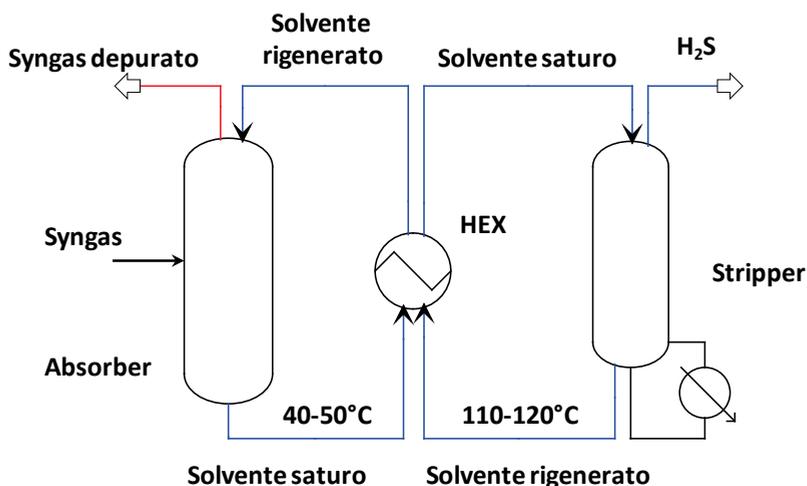


Figura 6.11. Schema di assorbimento chimico con rigenerazione del solvente.

I solventi impiegati sono generalmente soluzioni acquose di ammine e sali alcalini (MEA, DEA), che reagiscono con i composti da rimuovere dando origine ad altri composti che poi si scindono in fase di rigenerazione. Nella fase di assorbimento le temperature sono in genere dell'ordine dei 25÷50°C

e la pressione è poco superiore a quella atmosferica, mentre nella fase di rigenerazione del solvente le temperature sono dell'ordine dei 120°C. Uno degli svantaggi dell'assorbimento chimico risiede proprio nella spesa energetica richiesta per la rigenerazione del solvente, circa 10 MJ/kg H₂S. L'efficienza di rimozione dei composti dello zolfo in tali processi raggiunge il 99%.

I processi ad assorbimento fisico dei gas acidi utilizzano solventi organici caratterizzati da un'elevata capacità di assorbimento nei confronti dell'idrogeno solforato. Tra i processi fisici, i più utilizzati sono il processo Rectisol, il processo Purisol e il processo Selexol.

Il processo Rectisol utilizza come solvente il metanolo, opera a pressioni elevate (22-140 bar) e a temperature molto basse, tra -73°C e -18°C, ed è caratterizzato da elevate efficienze di rimozione dei composti dello zolfo, dell'ordine del 99%. Le alte pressioni e le basse temperature costituiscono un punto critico del processo Rectisol, a causa dei notevoli costi di gestione.

Nel processo Purisol il solvente utilizzato è l'NMP (N-metilpirrolidone). Le temperature di esercizio sono prossime alla temperatura ambiente e le efficienze di rimozione dell'ordine del 99%.

Il processo Selexol utilizza, come solvente, il DMPEG (dimetiletere di glicopolietilenico), particolarmente selettivo nei confronti dei composti dello zolfo, diluito con acqua. Il processo Selexol è caratterizzato da costi operativi elevati, da efficienze di rimozione dell'H₂S dell'ordine del 97% e dalla capacità di rimuovere circa il 10% della CO₂ contenuta nel syngas. La rigenerazione del solvente (e quindi il rilascio del composto rimosso) può avvenire con progressive riduzioni di pressione (camere di flash) o mediante rigenerazione termica (nel processo Selexol l'energia termica richiesta è 6 MJ/kgH₂S). In tabella 6.4 sono riportate alcune caratteristiche per tre processi ad assorbimento fisico.

Nei processi di tipo fisico la fase di rigenerazione del solvente avviene attraverso una semplice riduzione della pressione con il vantaggio di ottenere costi operativi relativamente contenuti.

Nei processi ad assorbimento di tipo misto i solventi sono miscele di composti che operano un assorbimento in parte di tipo fisico e in parte di tipo chimico. Il vantaggio principale dell'utilizzo di "solventi misti" consiste nell'ottenimento di efficienze di rimozione estremamente elevate (spesso superiori al 99%) con costi relativamente contenuti.

Tabella 6.4. Caratteristiche per tre processi ad assorbimento fisico.

	Rectisol	Purisol	Selexol
Efficienze tipiche di rimozione dell'H ₂ S	> 99%	99%	97%
Temperatura operativa (°C)	-73÷-18	4÷43	-7÷71
Pressione operativa (bar)	22÷140	32÷84	35÷98
Solvente	Metanolo	NMP	DMPEG
Massa molecolare (kg/kmol)	32	99	178÷442
Massa volumica (kg/m ³)	790	1027	1031

I processi Sulfinol, Amisol e Stretford sono le principali tecnologie di tipo “misto” per la rimozione dei composti dello zolfo.

Il processo Sulfinol, sviluppato da Shell, utilizza come solvente una miscela di sulfolane (solvente fisico) e di MDEA o DIPA (solventi chimici), spesso diluita con acqua; il contenuto di zolfo nel syngas depurato è inferiore ai 0.5 ppm.

Per quanto riguarda il solfuro di carbonile COS, quando è presente in concentrazioni rilevanti è opportuno introdurre, a monte del processo di cattura del solfuro di idrogeno, uno stadio di conversione catalitica del COS in H₂S. Il solfuro di carbonile è convertito a temperature dell'ordine dei 200÷300°C secondo la reazione di idrolisi:



La corrente gassosa, ricca di zolfo, in uscita dal reattore di rigenerazione viene inviata a un'apposita sezione in cui viene prodotto dello zolfo elementare, commercializzabile; il processo maggiormente utilizzato è il processo Claus.

I gas di coda del processo Claus subiscono un ulteriore trattamento di depurazione, generalmente mediante il processo SCOT o il processo BEAVON; in alcuni casi, tuttavia, può essere conveniente ricircolare tali gas inviandoli all'ingresso dell'unità di desolforazione, eliminando così la necessità di un ulteriore impianto di trattamento.

Le tecnologie “a caldo” per la rimozione dei composti solforati

La possibilità di una rimozione “a caldo” dei composti solforati comporta innanzitutto la rimozione “a caldo” del particolato.

I cicloni, sistemi tradizionali di rimozione del particolato capaci di operare ad alte temperature, non garantendo un'efficienza di rimozione sufficiente, possono essere utilizzati come sistemi primari di rimozione. A valle sarà necessaria un'ulteriore sezione che operi una depolverizzazione più efficace. La soluzione tecnologica più interessante (e pertanto maggiormente studiata e sperimentata) è rappresentata dagli Hot Gas Filters (HGF), cioè dalla filtrazione con materiali ceramici porosi resistenti alle elevate temperature e all'ambiente fortemente aggressivo proprio del syngas da carbone.

Sistemi di questo tipo possono operare una efficiente depolverizzazione anche a temperature dell'ordine di 850-950°C.

Negli ultimi anni la Westinghouse Electric Corporation ha sviluppato particolari filtri a candela in materiale ceramico (W-APF, Westinghouse Advanced hot gas Particulate Filters) per applicazioni sia in impianti IGCC sia in processi PFBC (Pressurized Fluidized Bed Combustion).

I processi di desolforazione ad elevata temperatura si distinguono in sistemi di desolforazione interna al gassificatore e desolforazione esterna al gassificatore.

La desolforazione a caldo interna al gassificatore viene effettuata attraverso l'introduzione di sorbenti a base di calcio o di calcio-magnesio. In particolare, i più utilizzati sono il calcare (CaCO_3) e la dolomite ($\text{CaCO}_3\text{-MgCO}_3$), estremamente abbondanti in natura e pertanto abbastanza economici.

Il processo di desolforazione può essere riassunto nelle seguenti reazioni:



La desolforazione interna presenta basse efficienze di rimozione e deve quindi essere sempre previsto uno stadio di desolforazione esterno.

Nei processi di desolforazione ad alta temperatura esterni al gassificatore, l'idrogeno solforato presente nel syngas reagisce con un sorbente formando un solfuro; il sorbente saturo viene poi rigenerato attraverso opportuni

processi di ossidazione producendo, allo scarico, un gas ricco di H₂S o di SO₂ che può essere successivamente utilizzato per la produzione di zolfo elementare o di acido solforico. Il processo prevede, generalmente, due reattori identici operanti alternativamente in fase di assorbimento e rigenerazione.

In funzione delle modalità di rimozione dei composti dello zolfo, i processi di desolforazione esterna possono classificarsi in tre differenti categorie:

- desolforazione mediante adsorbimento su ossidi metallici;
- desolforazione mediante adsorbimento su metalli;
- desolforazione mediante reazioni catalitiche.

I processi basati sull'adsorbimento su ossidi metallici sono i processi di desolforazione ad alta temperatura maggiormente studiati. Indicando con M il generico metallo utilizzato, le reazioni di adsorbimento e rigenerazione sono rispettivamente:



Recentemente sono stati sviluppati sorbenti a base di ossido di zinco (ZnO) o di zinco-ferrite (ZnO-Fe₂O₃). Tali composti consentono di operare a temperature dell'ordine dei 450÷600°C, mentre la rigenerazione del sorbente avviene a temperature comprese tra 500 e 700°C, con un notevole rilascio di energia termica.

L'adsorbimento su metalli utilizza come sorbente ferro e opera a temperature inferiori ai 500°C. Le concentrazioni residue di H₂S sono dell'ordine di 100 ppm in volume.

L'adsorbimento dei composti dello zolfo mediante reazioni catalitiche utilizza come catalizzatori zeoliti, e le temperature di esercizio sono comprese tra i 150°C e i 200°C. Il processo si basa sulla seguente reazione di ossidazione dell'H₂S:



I processi di desolforazione ad alta temperatura esterni al gassificatore, allo stato attuale, sono ancora in fase prototipale, ma risultano estremamente promettenti rispetto ai tradizionali processi a bassa temperatura sia per i vantaggi energetici che per le superiori efficienze di rimozione.

6.3.2 L'isola di potenza

Il gas di sintesi prodotto nell'isola di gassificazione può essere impiegato come combustibile in un turbogas, sezione topping di un ciclo combinato. Tuttavia, esso, costituito essenzialmente da CO e da H₂, ha un potere calorifico nettamente inferiore rispetto al metano, usualmente impiegato nei cicli combinati. Infatti, il potere calorifico inferiore del syngas ottenuto con gassificazione ad ossigeno è pari a 12-14 MJ/kg contro i 46-50 MJ/kg del metano; inoltre, nel caso della gassificazione ad aria tale potere calorifico si dimezza. Ciò comporta alcune variazioni delle condizioni di funzionamento dell'impianto turbina a gas. Infatti, a parità di potenza termica sviluppata nel combustore (cioè a parità di TIT), la portata massica di combustibile diventa almeno 4-5 volte superiore a quella del metano, e quindi la portata di fluido che espande in turbina aumenta di circa il 10%. Di conseguenza si ha un aumento di potenza della turbina proporzionale all'aumento di portata e quindi un complessivo incremento della potenza sviluppata dal turbogas, in quanto la potenza assorbita dal compressore rimane in prima analisi inalterata (ad esempio un turbogas da 220 MW alimentato a metano produce 275 MW con alimentazione con syngas).

Le variazioni delle portate massiche in ingresso al combustore e alla turbina implicano una serie di verifiche progettuali su tutti i componenti dell'impianto turbogas. In particolare, l'incremento di portata in turbina determina un aumento di pressione al suo ingresso (nel primo statore della turbina la massima portata possibile si ha in condizioni di blocco sonico), per cui il compressore è chiamato a sviluppare un rapporto di compressione più elevato. Risulta infatti che, in condizioni di blocco sonico, la massima portata smaltibile è univocamente funzione della pressione e della temperatura in ingresso, secondo la relazione:

$$\dot{m}_{in,T,max} = \sqrt{k_g} \frac{p_{in,T} \cdot A_{in,T}}{\sqrt{R_g \cdot T_{in,T}}} \cdot \left(\frac{2}{k_g + 1} \right)^{\frac{k_g+1}{2(k_g-1)}} \quad 6.3$$

dove k_g dipende dalle caratteristiche del fluido in ingresso al condotto statico. In queste condizioni, un incremento di portata, fissata la temperatura di ingresso in turbina, comporta necessariamente un aumento della pressione di ingresso e quindi un incremento del rapporto di espansione cui corrisponde ovviamente un aumento del rapporto di compressione. Per tali motivi è

necessario verificare che non vengano raggiunte le condizioni di stallo del compressore; in tal caso bisognerebbe aggiungere al compressore stadi di alta pressione, oppure ridurre la portata d'aria, con conseguente riduzione della potenza sviluppata.

Per quanto riguarda il combustore, una modifica è richiesta per consentire il maggiore afflusso di combustibile necessario a garantire la stessa potenza termica dell'impianto alimentato a metano.

L'uso del syngas ricco di idrogeno comporta temperature stechiometriche di fiamma più elevate con conseguente maggiore formazione di NO_x , e, non potendo impiegare combustori a fiamma premiscelata, data l'ampia gamma di infiammabilità dell'idrogeno, si rende necessario utilizzare tecniche di abbattimento degli ossidi di azoto o attraverso l'immissione in camera di combustione di gas inerti (azoto derivante dall'ASU) o vapore.

In figura 6.12 è riportato lo schema di un IGCC in cui sono evidenziati i flussi di massa ed energia scambiati fra i sottosistemi che costituiscono l'impianto.

In particolare, la sezione a vapore del ciclo combinato riceve flussi di vapore prodotto sia nella caldaia a recupero che negli scambiatori del sistema di raffreddamento del syngas (isola di gassificazione). Se il sistema di recupero termico del syngas è ad alta temperatura (syngas coolers radiativi e/o convettivi), l'acqua di raffreddamento viene prelevata dai fasci tubieri economizzatori della caldaia a recupero in condizioni prossime alla saturazione ed inviata ai syngas coolers dove si produce vapore saturo che viene poi rinviato alla caldaia a recupero nella sezione di surriscaldamento. Tale integrazione consente, quindi, la riduzione delle superfici di scambio termico della sezione di vaporizzazione della caldaia a recupero. Altri flussi energetici possono essere poi individuati durante la fase di progettazione, al fine di ottimizzare i recuperi termici e quindi il rendimento globale d'impianto.

La tabella 6.5 riporta le prestazioni di un IGCC basato su tecnologia Texaco, in cui sono considerate tre diverse possibili soluzioni impiantistiche. È evidente l'influenza del sistema di raffreddamento e del sistema di clean-up del syngas sulla potenza ottenuta e sulle efficienze globali d'impianto.

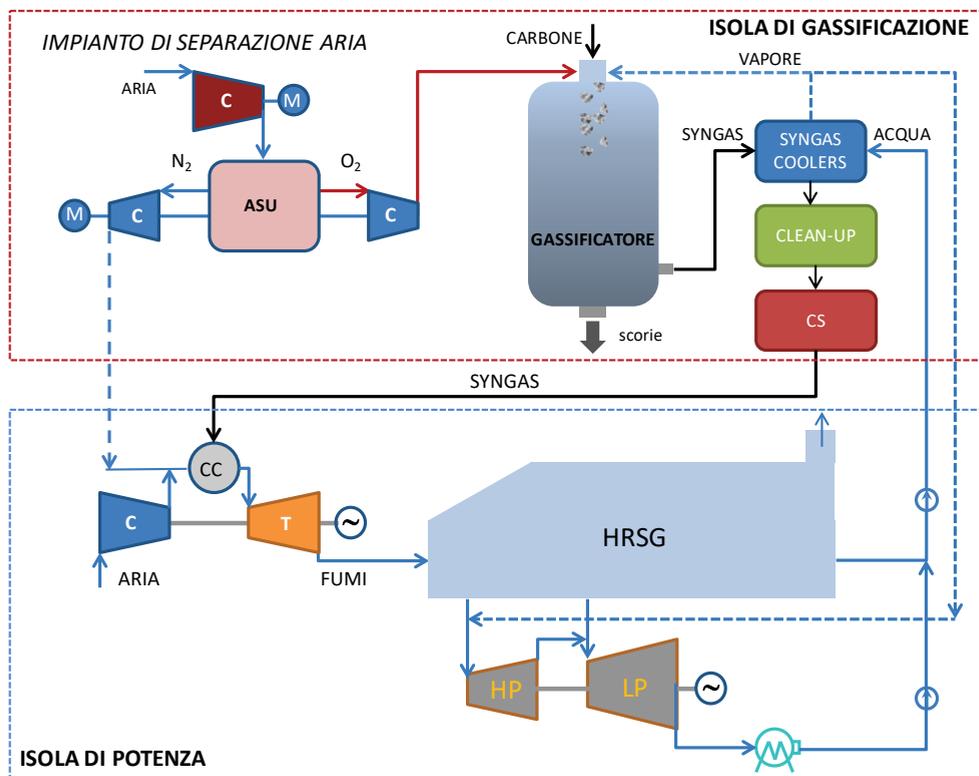


Figura 6.12. Schema di un IGCC in cui sono evidenziati i flussi di massa ed energia scambiati tra isola di gassificazione e isola di potenza.

In particolare, a parità di potenza dell'impianto a gas, risulta che:

- nel caso 1 (raffreddamento mediante quench e clean-up a freddo), l'assenza di recupero termico sul syngas comporta minore potenza nella sezione a vapore, e quindi risulta minore il rendimento globale (41.2%);
- nel caso 2 (raffreddamento mediante syngas coolers radiativi e convettivi, e clean-up a freddo), il vapore prodotto attraverso il recupero termico comporta un incremento di potenza nella sezione a vapore pari a circa il 26%, e il rendimento raggiunge il valore del 46.1%;
- nel caso 3 (raffreddamento mediante syngas coolers radiativi e convettivi, e clean-up a caldo), la portata di vapore prodotta attraverso il recupero termico si riduce poiché le temperature a cui viene realizzato il clean-up sono di circa 200°C. Di conseguenza la potenza complessiva risulta inferiore rispetto al caso 2. Il rendimento globale, però, subisce un incremento rispetto al caso

2 (48.3%), in quanto la temperatura di ingresso del syngas in camera di combustione è più elevata.

Tabella 6.5. Confronto prestazioni tra IGCC con diverse soluzioni per il raffreddamento e la depurazione.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Sistema di raffreddamento del syngas	Quench	RSC + CSC	RSC + CSC
AGR	CGCU	CGCU	HGCU
Potenza sezione TG (MWe)	272.7	272.4	272.1
Potenza sezione TV (MWe)	152.3	191.7	183.8
Ausiliari (MWe)	42.0	51.3	46.3
Efficienza LHV (%)	41.2	46.1	48.3

6.4 Casi Studio: Impianti di produzione di diversi vettori energetici basati sulla gassificazione di combustibili solidi

Il syngas ottenuto dal processo di gassificazione di un combustibile solido (carbone, biomasse) è costituito prevalentemente da idrogeno e monossido di carbonio. Esso può essere impiegato direttamente per la produzione di energia elettrica alimentando una sezione di potenza, per esempio un ciclo combinato, come è stato ampiamente discusso, oppure, attraverso successivi trattamenti e processi, per la produzione di altri vettori energetici, come i combustibili a basso o nullo impatto ambientale (idrogeno, gas naturale sintetico, metanolo) da impiegare come combustibili nel settore trasporti per lo sviluppo di una mobilità sostenibile.

Di seguito, a scopo didattico, vengono riportati gli schemi funzionali e le analisi energetiche di un impianto di gassificazione per la sola produzione di idrogeno (IGHP, Integrated Gasifier for Hydrogen Production) alimentato a carbone, e di un impianto cogenerativo di piccola taglia (< 500 kW) per la produzione combinata di elettricità e calore alimentato da biomassa.

6.4.1 Impianto per la produzione di idrogeno (IGHP)²⁶

In figura 6.13 è schematizzato l'impianto di produzione di idrogeno per due possibili configurazioni, atmosferico (IGHP,A) e pressurizzato (IGHP,P), alimentato a carbone (Illinois #6, LHV = 26.882 MJ/kg).

Nel caso di configurazione pressurizzata è presente il compressore COX, mentre per quella atmosferica il compressore CSYN.

Le sezioni principali del sistema sono:

- **L'unità di separazione dell'aria (ASU)**, che funzionando a 19 bar prevede a monte un'unità di compressione, e produce ossigeno con purezza al 95% alla pressione di 6.15 bar;
- **Il gassificatore (GASIFIER)**, il tipo di gassificatore considerato è a letto trascinato e la temperatura di gassificazione è assunta pari a 1350°C; è alimentato con carbone tipo Illinois #6, le cui caratteristiche sono state riportate in tabella 1, e vapore a 650°C;
- **La sezione di SHIFT (WGHT e WGLT)**, costituita da due reattori di alta e bassa temperatura, WGHT e WGLT, posti in serie. La presenza dei reattori di shift consente di aumentare la produzione di idrogeno attraverso la reazione dell'H₂O con il CO presente nel gas di sintesi che si converte in CO₂. La reazione di shift essendo, come noto, una reazione debolmente esotermica, risulta favorita alle basse temperature: ciò comporta la necessità di impiegare nei reattori di shift catalizzatori che ne aumentino la velocità di reazione. I catalizzatori considerati sono tolleranti allo zolfo.

Il syngas in uscita dal WGHT è raffreddato fino a una temperatura tale da consentire una temperatura di ingresso dal reattore WGLT intorno ai 200°C. La potenza termica resa disponibile dal raffreddamento del syngas in questo scambiatore può essere impiegata, ad esempio, per la produzione di vapore di media pressione, sia di processo che per la produzione di potenza. A valle del reattore di shift di bassa temperatura il syngas è raffreddato fino alle temperature richieste dal sistema di rimozione dei gas acidi. Tali temperature, sia per l'assorbimento fisico che per l'assorbimento chimico, possono essere assunte variabili tra i 35 e i 50°C.

²⁶ Per approfondimenti: PERNA A., *Combined Power and Hydrogen Production from Coal, Part A: Analysis of IGHP Plants*, International Journal of Hydrogen Energy 2008, 33, 2957-2964, doi: 10.1016/j.ijhydene.2008.04.005.

- **L'unità di rimozione dei gas acidi (AGR) e l'unità di cattura della CO₂ (CO₂ CAPTURE).** Il sistema di rimozione dei gas acidi è costituito da un'unità di cattura basata a seconda delle pressioni di esercizio sull'assorbimento chimico (processo MEA o MDEA), o l'assorbimento fisico (processo Selexol), da un impianto Claus per la conversione del solfuro di idrogeno in zolfo e dal sistema di trattamento dei gas di coda del processo Claus. L'unità di cattura della CO₂ è basata sull'assorbimento chimico (configurazione atmosferica) o sull'assorbimento fisico (configurazione pressurizzata), con efficienze di rimozione assunte pari al 95%. L'unità di cattura della CO₂ non è chiaramente presente nelle configurazioni in cui non è previsto il suo sequestro, anche se la rimozione della CO₂ dal syngas prima del PSA consente di ottenere dal processo di separazione dell'idrogeno un gas di spurgo (purge gas) costituito prevalentemente da H₂ e quindi con un potere calorifico maggiore (11.5 MJ/kg contro 1.2 MJ/kg).
- **Il sistema di separazione dell'idrogeno (PSA).** Il PSA è richiesto se si vuole ottenere idrogeno puro al 99.999%.

La produzione di vapore da inviare al gassificatore viene realizzata attraverso il raffreddamento del syngas negli scambiatori HEX1 ed HEX3, mentre l'azoto proveniente dall'ASU viene riscaldato fino a 750°C nello scambiatore HEX2 e fatto espandere fino a pressione atmosferica nella turbina TN2. Nel caso del sistema pressurizzato è previsto un compressore per l'ossigeno che alimenta il gassificatore e un espansore del syngas a valle del reattore di shift di bassa temperatura che sostituisce lo scambiatore.

La ricerca delle condizioni ottimali di funzionamento ha previsto l'analisi delle prestazioni, in termini di massima produzione di idrogeno, facendo variare i seguenti parametri:

- **rapporto S/C**, rapporto tra la portata d'acqua e la portata di carbone in ingresso al gassificatore;
- **rapporto S_{SHIFT}/C**, rapporto tra la portata d'acqua complessivamente inviata ai reattori di shift e la portata di carbone in ingresso al gassificatore;
- **pressione** di gassificazione.

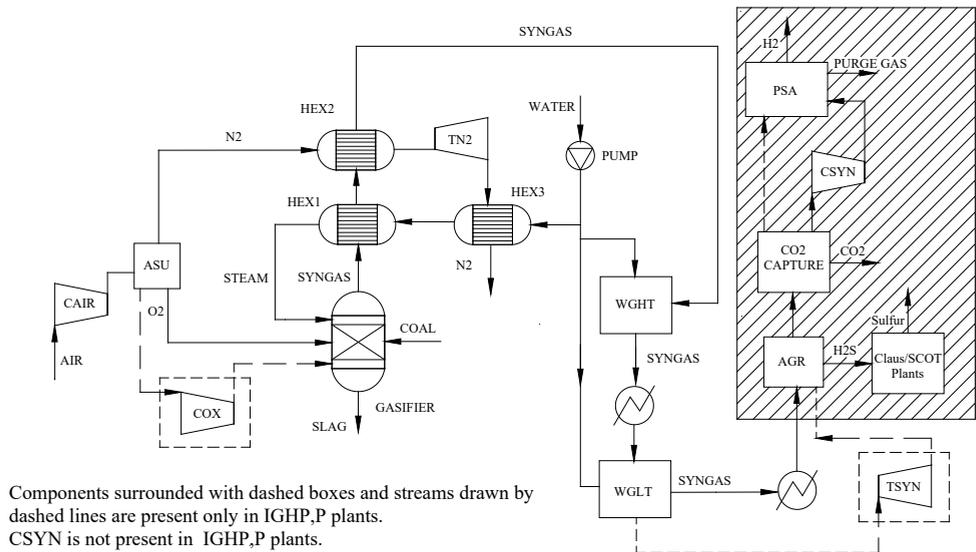


Figura 6.13. Schema dell'impianto IGHP per la produzione di idrogeno.

Come già precedentemente sottolineato la pressione di gassificazione non influenza in modo sostanziale le caratteristiche del syngas, la cui percentuale di idrogeno risulta sempre vicina o superiore al 50%. L'idrogeno prodotto per kg di carbone in ingresso è massimo nel caso in cui il rapporto S/C è scelto pari a 0.2 e per un rapporto S_{SHIFT}/C uguale a 1.2. La pressione di gassificazione scelta è pari a 70 bar, per cui i processi per la rimozione dei gas acidi e della CO₂ sono di tipo fisico (processo Selexol).

In tabella 6.6 sono riportate le principali caratteristiche di funzionamento dell'impianto.

Tabella 6.6. Principali parametri operativi del sistema IGHP.

ASU	
Purezza O ₂ % vol	95
Pressione (bar)	19
Pressione O ₂ e N ₂ in uscita (bar)	6.15
Rendimento isoentropico dei compressori	0.85
GASIFIER	
Pressione (bar)	70
Temperatura (°C)	1.350

S/C (kg/kg _{COAL})	0.2
T _{STEAM} al gassificatore (°C)	650°C
SHIFTERS	
T _{WGHT} (°C)	400°C
T _{WGLT} (°C)	200°C
S _{SHIFT/C} (kg/kg _{COAL})	1.2
AGR – efficienza di rimozione H₂S	
Assorbimento fisico (SELEXOL) %	100
CO₂ CAPTURE – efficienza di rimozione CO₂	
Assorbimento fisico (SELEXOL) %	95
PSA	
Purezza H ₂ %	99.999
Pressione (bar)	20
Efficienza %	85

6.4.1.1 Bilancio energetico dell'impianto IGHP integrato con un ciclo combinato

La rimozione dei gas acidi, così come il sequestro e cattura della CO₂, vengono realizzati attraverso l'assorbimento fisico (processo Selexol). In particolare, per garantire la rimozione separata del solfuro di idrogeno e dell'anidride carbonica è stata selezionata un'unità a doppio stadio (colonna ad assorbimento per il solfuro di idrogeno, colonna ad assorbimento per l'anidride carbonica) operante a 30 bar. Lo schema prevede che nella colonna di assorbimento del solfuro di idrogeno, il rapporto moliCO_{2, catturate}/moliH₂S_{catturate} sia pari a 1.76. Il rilascio dell'H₂S avviene attraverso la rigenerazione del solvente in una colonna di rigenerazione (stripping dell'H₂S). La potenza termica (vapore a 6 bar) necessaria alla rigenerazione del solvente è pari a 6 MJ per kg di zolfo.

La cattura della CO₂ viene invece realizzata attraverso successive riduzioni della pressione in quattro flash drums, e compressa fino alla pressione di 150 bar. Il syngas in uscita dall'unità di rimozione della CO₂ viene inviato al PSA in cui l'idrogeno è separato con un'efficienza dell'85%. Infine, il purge gas (LHV = 11.5 MJ/kg), flusso in uscita dal PSA e costituito principalmente da H₂, dopo la compressione in CPG e la saturazione in SAT, viene utilizzato

come combustibile in un ciclo combinato (CC) a tre livelli di pressione con reheat (3LRH). Lo schema funzionale del sistema appena descritto è rappresentato in figura 6.14.

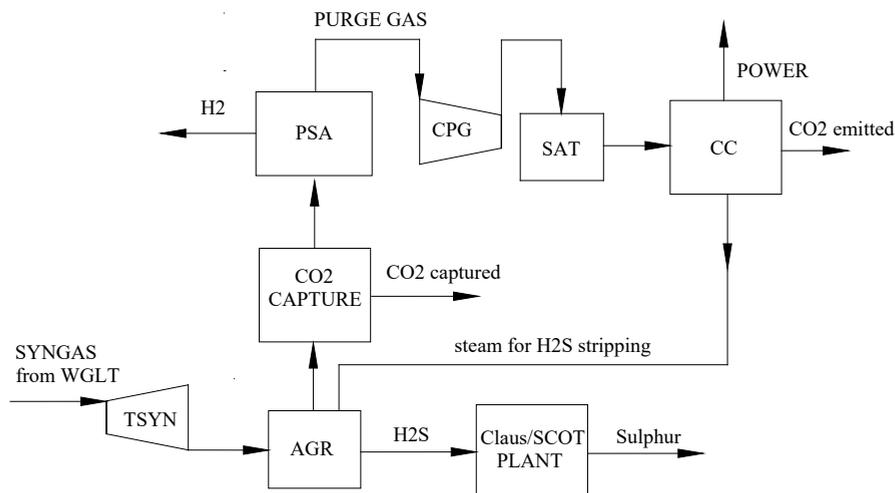


Figura 6.14. Sezione di cleanup e integrazione con un ciclo combinato.

Il bilancio energetico dell'impianto IGHP integrato con il CC alimentato dal purge gas è riportato in tabella A3.2. Il ciclo combinato (3LRH) è basato sulla turbina a gas commerciale Siemens KWU V64.3A ($m_{aria} = 188 \text{ kg/s}$, $TIT = 1310^\circ\text{C}$, $\beta = 16$), per cui la portata di carbone in ingresso al gassificatore, circa 66 kg/s , è stata calcolata tenendo conto della potenza termica richiesta in camera di combustione (la portata di purge gas è pari a circa $32.5 \text{ Sm}^3/\text{s}$).

Per quanto riguarda le emissioni specifiche di CO_2 (la rimozione è pari al 95%) è necessario fare una distinzione tra quelle relative alla potenza elettrica prodotta (g/kWh) e quelle relative alla potenza chimica dell'idrogeno prodotto (kg/GJ_{LHV}), riferite al poter calorifico inferiore ($LHV = 120 \text{ MJ/kg}$). In particolare, per il calcolo delle emissioni specifiche di CO_2 legate alla potenza prodotta si è ipotizzato di bruciare il syngas in uscita dall'unità di cattura della CO_2 , ricco in idrogeno, in un ciclo combinato con la stessa efficienza del ciclo combinato alimentato dal purge gas (50%).

Tabella 6.7. Bilancio energetico del sistema IGHP,70-CC con sequestro della CO₂.

IGHP,70	
Coal input (MW _{LHV})	1726
SELEXOL/Compressor CO ₂ (MW)	-68.0
Power (MW)	7.7
CC	
Purge gas (MW _{LHV})	212
Purge Gas Compressor (MW)	-12.0
Gas Turbine (MW)	79.8
Steam Turbine (MW) ^a	37.8
IGHP,70-CC	
H ₂ (MW _{LHV})	1.102
Net Power (MW)	46.3
Cogeneration ratio ^b (%)	4.1
$\eta_{H_2, LHV}$ (%)	63.9
$\eta_{el, LHV}$ (%)	2.6
CO ₂ Captured (%)	95
CO ₂ emissions g/kWh	61.3
CO ₂ emissions kg/GJ _{LHV}	8.1

^a La potenza generata è stata calcolata considerando il calore necessario per lo stripping di H₂S, che è ottenuto spillando vapore dalla turbina.

^b Il rapporto di cogenerazione è definito come Net Power/H₂ (MW_{LHV}).

6.4.2 Impianto per la produzione combinata energia elettrica e calore basato sulla gassificazione di biomassa vegetale²⁷

Nella cogenerazione di piccola taglia le tecnologie maggiormente impiegate sono i motori a combustione interna e, negli ultimi anni, le microturbine, mentre, come tecnologie emergenti ad alta efficienza e basso impatto ambientale, è possibile l'utilizzo delle celle a combustibile ad alta temperatura. Tali tecnologie prevedono l'alimentazione con combustibili liquidi o gassosi e pertanto, il loro impiego per lo sfruttamento energetico della biomassa richiede l'integrazione con sistemi di gassificazione, che, in base al tipo di biomassa

²⁷ Per approfondimenti: PERNA A., MINUTILLO M., CICCONARDI S. P., JANNELLI E. (2016), *Analisi delle prestazioni di un impianto di cogenerazione ibrido SOFC/MTG alimentato a syngas da gassificazione di biomassa vegetale*, editore: La Termotecnica, pp. 47-53.

utilizzata, consentono di ottenere un gas di sintesi con potere calorifico variabile nel range 5-15 MJ/kg.

L'impianto di "piccola cogenerazione" (potenza elettrica < 500 kW) alimentato a biomassa lignocellulosica (composti volatili 83.2% wt, carbonio 16.5% wt, ceneri 0.3%, LHV base umida 15.4 MJ/kg), il cui schema concettuale è rappresentato in figura 6.15, è costituito da un'unità di gassificazione, un'unità di potenza basata sull'integrazione tra una microturbina ed un'unità di celle a combustibile ad ossidi solidi e da un'unità di recupero del calore.

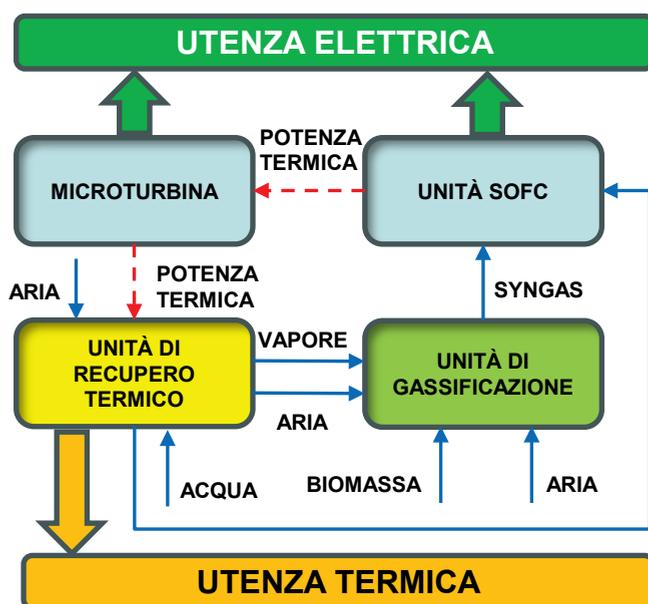


Figura 6.15. Schema funzionale dell'impianto di cogenerazione basato sull'integrazione microturbina-modulo SOFC e unità di gassificazione.

L'unità di gassificazione consiste in un gassificatore downdraft e in un sistema di clean-up del syngas prodotto. L'unità di potenza è costituita da una microturbina a gas ed un modulo di celle a combustibile ad ossidi solidi (SOFC). La microturbina è basata sulla Turbec100 (potenza elettrica 100 kW) con combustione esterna, mentre l'unità SOFC è costituita da moduli simili al modello SPGI da 120 kW (DC) di Siemens-Westinghouse.

La figura 6.16 mostra lo schema dell'impianto integrato. L'unità di gassificazione alimenta l'unità SOFC costituita da 4 moduli SPGI 120, mentre la potenza termica richiesta dalla microturbina è fornita dagli esausti del

bruciatore catalitico (CB) dell'unità SOFC. Infatti, i fumi (EXH2CB), dopo aver fornito il calore necessario al funzionamento del pre-reformer (PRE-REF), sono separati in due flussi.

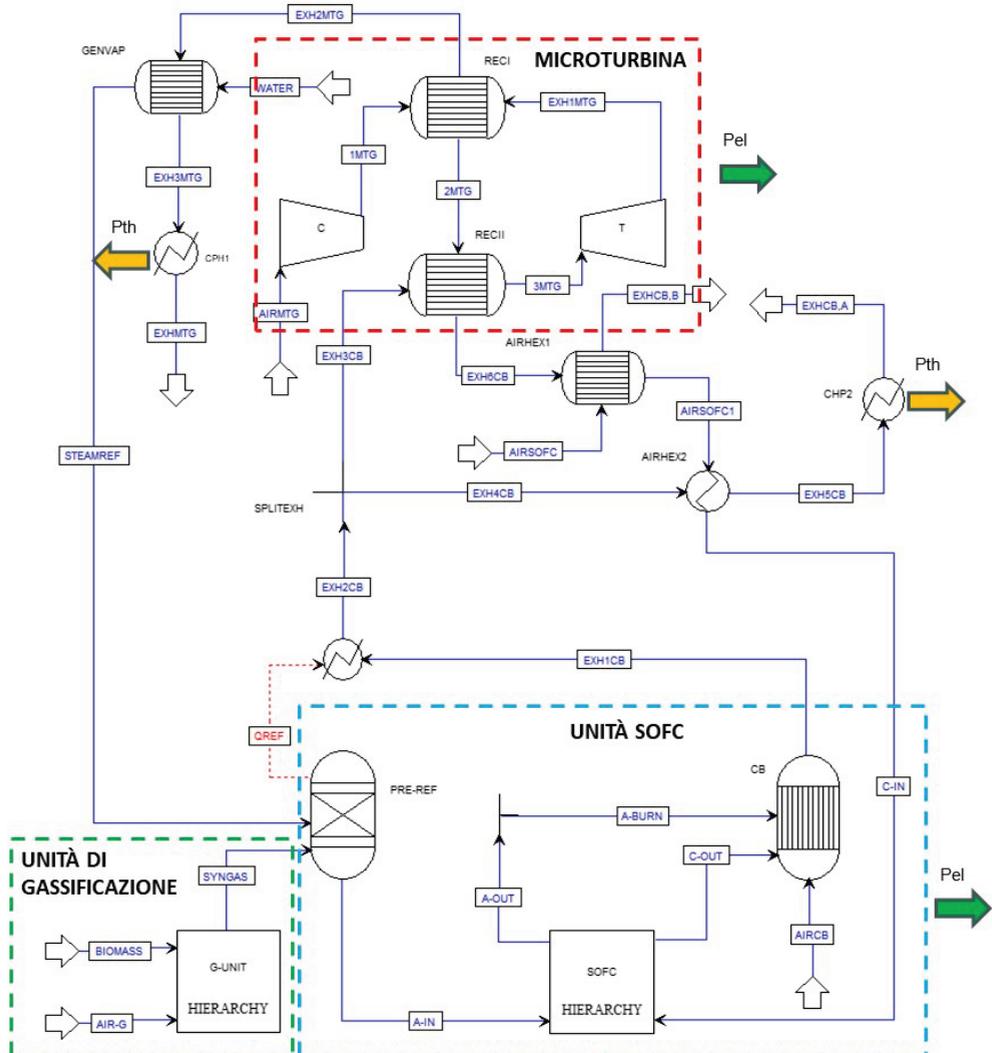


Figura 6.16. Schema dell'impianto integrato CHP ibrido, G-SOFC_MTG.

Il primo flusso (EXH3CB), inviato allo scambiatore ad alta temperatura della microturbina (RECII), porta l'aria (3MTG) alla TIT di funzionamento

(800°C) prima dell'ingresso in turbina (T) per poi fornire calore all'aria catodica (AIRSOFC); infine tale flusso è rilasciato in atmosfera (EXHCB, B); il secondo flusso (EXH3CB) passa in uno scambiatore (AIRHEX2) preposto al preriscaldamento dell'aria catodica (AIRSOFC2), prima del suo ingresso in cella (C-IN). L'integrazione tra le unità di potenza è realizzata utilizzando parte dei gas caldi in uscita dal bruciatore catalitico (alimentato dagli esausti anodici e catodici dell'unità SOFC) per riscaldare l'aria compressa fino alla temperatura di ingresso in turbina. L'unità SOFC è quindi dimensionata in modo da soddisfare la potenza termica richiesta per il funzionamento della microturbina. In tabella 6.7 sono riassunte le caratteristiche dei flussi principali e le prestazioni del sistema ibrido G-SOFC_MTG.

Analizzando tali risultati si evince che la microturbina produce circa il 25% della potenza elettrica dell'impianto integrato, 88 kW su un totale 360 kW.

Il recupero di calore per scopo cogenerativo è ottenuto utilizzando due scambiatori di calore che sono legati uno al ciclo della microturbina (CHP1) per una potenza disponibile pari a 57 kW, ed uno al modulo SOFC (CHP2) per una potenza termica pari a 182 kW.

Il rendimento elettrico e di cogenerazione calcolati si possono considerare molto interessanti se si tiene presente che il combustibile è biomassa il cui potere calorifico è circa 15 MJ/kg. È da sottolineare che configurazioni di impianti ibridi microturbina/SOFC che vantano prestazioni più elevate sono alimentati a gas naturale il cui potere calorifico è circa 3 volte più alto.

Tabella 6.7. Caratteristiche dei flussi principali e prestazioni delle singole unità e del sistema integrato G-SOFC_MTG.

Unità di Gassificazione		
Flussi principali	Portata (kg/s)	Temperatura (°C)
BIOMASS (umidità 10%)	0.064	25
AIR-G (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.128	25
SYNGAS (H ₂ 16.0%vol, CO 19.4%vol, CH ₄ 2.5%vol, CO ₂ 12.2%vol, N ₂ 49.6%vol, O ₂ 0.3% vol)	0.18	25
Potenza chimica in ingresso, LHV (kW)	986	
Potenza chimica in uscita, LHV (kW)	810	
Unità SOFC		
Flussi principali	Portata (kg/s)	Temperatura (°C)
STEAMREF	0.06	340
AIRSOFC1 (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.78	300

A – IN (H ₂ 19.6% vol, CO 3.5% vol, CH ₄ 1.7% vol, CO ₂ 17.5% vol, N ₂ 33.1% vol, H ₂ O 24.4% vol)	0.24	536
C – IN (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.78	780
A-OUT (H ₂ 4.7% vol, CO 2.8% vol, CO ₂ 19.2% vol, N ₂ 32.1% vol, H ₂ O 41.2% vol)		
C-OUT (N ₂ 82.6% vol, O ₂ 17.4% vol)	0.74	910
EXH1CB (O ₂ 11.2%, CO ₂ 6.6%, N ₂ 68.4%, H ₂ O 13.7%)	1.14	1068
Coefficiente di utilizzazione anodico/catodico	0.60/0.20	
Tensione nominale media di cella (V)/Corrente (A)	0.634/1175	
Potenza chimica in ingresso, LHV (kW)	810	
Potenza elettrica DC (kW)	286	
MICROTURBINA		
Flussi principali	Portata (kg/s)	Temperatura (°C)
AIRMTG (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.80	25
1MTG (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.80	230
2MTG (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.80	400
3MTG (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.80	800
EXH1MTG (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.80	518
EXH2MTG (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.80	353
Rapporto di compressione	4.5	
Rendimento isoentropico di compressione (%)	76.8	
Rendimento isoentropico di espansione (%)	82.6	
Potenza termica RECI (kW)/RECII (kW)	143.1/358.9	
Potenza elettrica AC (kW)	88.0	
Rendimento elettrico, LHV (%)	24.5	
UNITÀ RECUPERO TERMICO		
Flussi principali	Portata (kg/s)	Temperatura (°C)
EXH3MTG (N ₂ 79.0% vol, O ₂ 21.0% vol)	0.80	121
EXH4CB (O ₂ 11.2%, CO ₂ 6.6%, N ₂ 68.4%, H ₂ O 13.7%)	0.57	916
EXH5CB (O ₂ 11.2%, CO ₂ 6.6%, N ₂ 68.4%, H ₂ O 13.7%)	0.57	318
EXH6CB (O ₂ 11.2%, CO ₂ 6.6%, N ₂ 68.4%, H ₂ O 13.7%)	0.57	405
GENVAP (kW)	193.4	
<i>Continua tabella 6.7</i>		
AIRHEX1 (kW)	221.4	
AIRHEX2 (preriscaldamento AIRSOFC mediante recupero su EXH4CB) (kW)	416.2	
Potenza termica cogenerazione, CHP1 (kW)	57.5	
Potenza termica cogenerazione, CHP2 (kW)	182.3	
G-SOFC MTG		
Potenza chimica in ingresso, LHV (kW)	986	

Potenza elettrica AC ^a (kW)	360
Potenza termica (kW)	240
Rendimento elettrico, LHV (%)	36.5
Rendimento cogenerativo, LHV (%)	60.8

^a Efficienza inverter per l'unità SOFC è assunta pari al 95%.

APPENDICE A1

OTTIMIZZAZIONI DEI PARAMETRI OPERATIVI DI UN CICLO A VAPORE

La progettazione termica di un sistema consiste nel definire le condizioni ottimali di funzionamento del ciclo termodinamico in termini di pressione e temperatura.

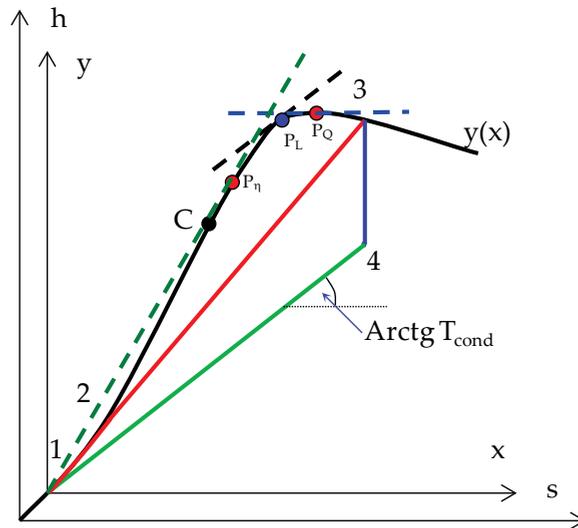


Figura A1.1. Ciclo Rankine nel piano h-s.

Considerando trascurabile la variazione di entalpia legata alla compressione del liquido, e effettuando una traslazione degli assi con origine nel punto 1, la linea di saturazione (continua e derivabile) può essere espressa dalla funzione $y = y(x)$, in modo che i punti sulla curva limite superiore (che definiscono in un ciclo Rankine le condizioni di ingresso in turbina) abbiano come ordinata $(h-h_1)$. Come in figura A1.1, fissate le condizioni al condensatore, e cioè definita la isoterma di condensazione passante per i punti 4-1, definire le condizioni al generatore di vapore significa individuare il

punto 3 sulla curva limite superiore per cui il lavoro specifico utile e/o il rendimento risultano massimi.

Il lavoro specifico utile è la differenza tra il calore fornito e quello ceduto:

$$l = q_f - q_c \quad (A1.1)$$

Essendo, per le ipotesi fatte:

$$q_f = h_3 - h_1 = y(x) \quad q_c = h_4 - h_1 = T_{cond}x \quad (A1.2)$$

risulta:

$$l = y(x) - T_{cond}x \quad (A1.3)$$

Il lavoro specifico utile è massimo per:

$$\frac{d(y(x) - T_{cond}x)}{dx} = 0 \quad (A1.4)$$

cioè per:

$$\frac{dy}{dx} = T_{cond} \quad (A1.5)$$

Ciò significa che il punto di massimo lavoro specifico utile (P_L) sarà definito dalla tangente alla curva limite superiore parallela alla isothermobarica di condensazione, come rappresentato in figura A1.2.

Per quanto riguarda il rendimento risulta:

$$\eta = \frac{l}{q_f} = \frac{y(x) - T_{cond}x}{y(x)} = 1 - \frac{T_{cond}x}{y(x)} \quad (A1.6)$$

quindi il massimo si otterrà per:

$$\frac{d\eta}{dx} = \frac{-T_{cond}x \frac{dy}{dx} + T_{cond}y(x)}{(y(x))^2} = 0 \quad (A1.7)$$

Da cui:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{y}{x} \quad (A1.8)$$

Pertanto, il punto di massimo rendimento (P_η in figura A1.1) è individuato dalla tangente alla curva limite superiore uscente dall'origine degli assi (x, y), per cui la pressione è pari a 186 bar, prossima a quella del punto critico.

Nel ciclo con surriscaldamento (ciclo Hirn rappresentato in figura A1.2), normalmente impiegato negli impianti a vapore, l'ottimizzazione delle condizioni al generatore di vapore risulta più complessa poiché nel campo del surriscaldato pressione e temperatura non sono univocamente legate.

In questo caso, fissata la temperatura di surriscaldamento, che come noto è limitata da vincoli tecno-economici, la funzione $y(x)$ diventa l'isoterma relativa a tale temperatura e il punto 3, cioè le condizioni al generatore di vapore, va ricercato su di essa.

Analogamente a quanto descritto per il ciclo Rankine, le condizioni di massimo (che sono di massimo relativo) per il lavoro specifico sono individuate considerando la isobara passante per il punto della curva $y(x)$ la cui tangente è parallela alla isotermodarica di condensazione. A parità di pressione di condensazione, si può facilmente verificare che la pressione ottimale cresce al crescere della temperatura di surriscaldamento.

Per quanto riguarda il rendimento le condizioni di massimo possono essere definite solo se si parte da temperature di surriscaldamento superiori alla temperatura di 360°C corrispondente alle condizioni di massimo rendimento del ciclo Rankine, così come appena discusso. Ciò comporta che, volendo ottimizzare il rendimento per temperature di surriscaldamento intorno ai 550°C , le pressioni di surriscaldamento debbano essere prossime o superiori alla pressione critica.

Tuttavia la scelta progettuale dei parametri di funzionamento di un impianto a vapore, ed in particolare della pressione massima, dipende da considerazioni tecnico-economiche che possono indirizzare verso condizioni di realizzazione ed esercizio non sempre corrispondenti ai valori termodinamicamente ottimali (ad esempio, l'incremento relativo di rendimento è decrescente all'aumentare della pressione massima e quindi potrebbe risultare economicamente non conveniente spingere le pressioni oltre certi valori).

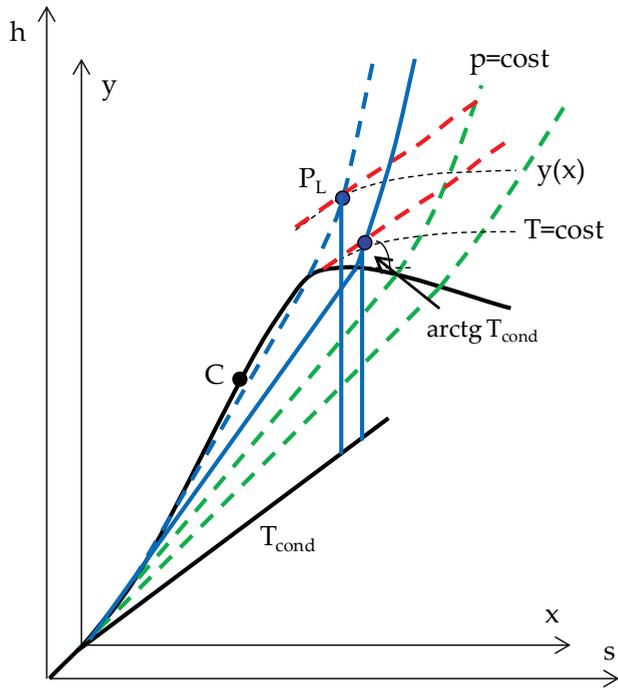


Figura A1.2. Ciclo Hirn.

APPENDICE A2

COMBUSTIBILI E TECNOLOGIE DI UTILIZZO

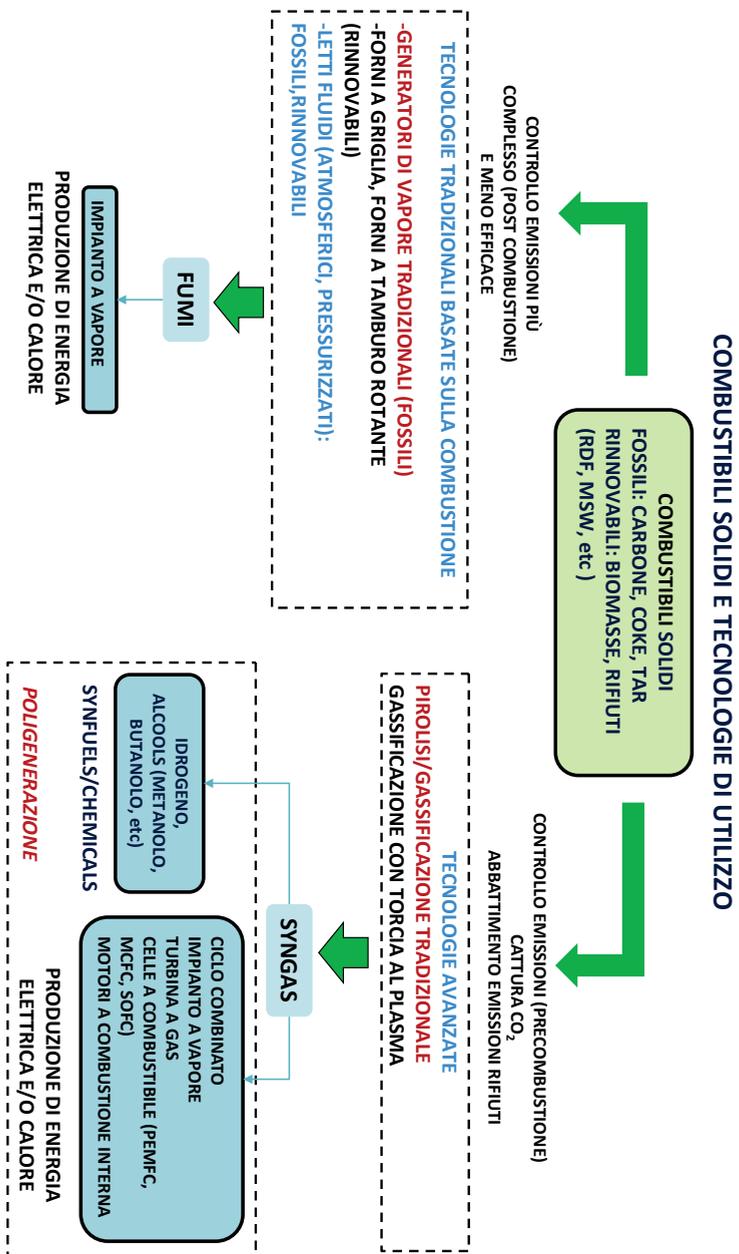


Figura A2.1. Tecnologie tradizionali e avanzate per l'impiego di combustibili solidi.

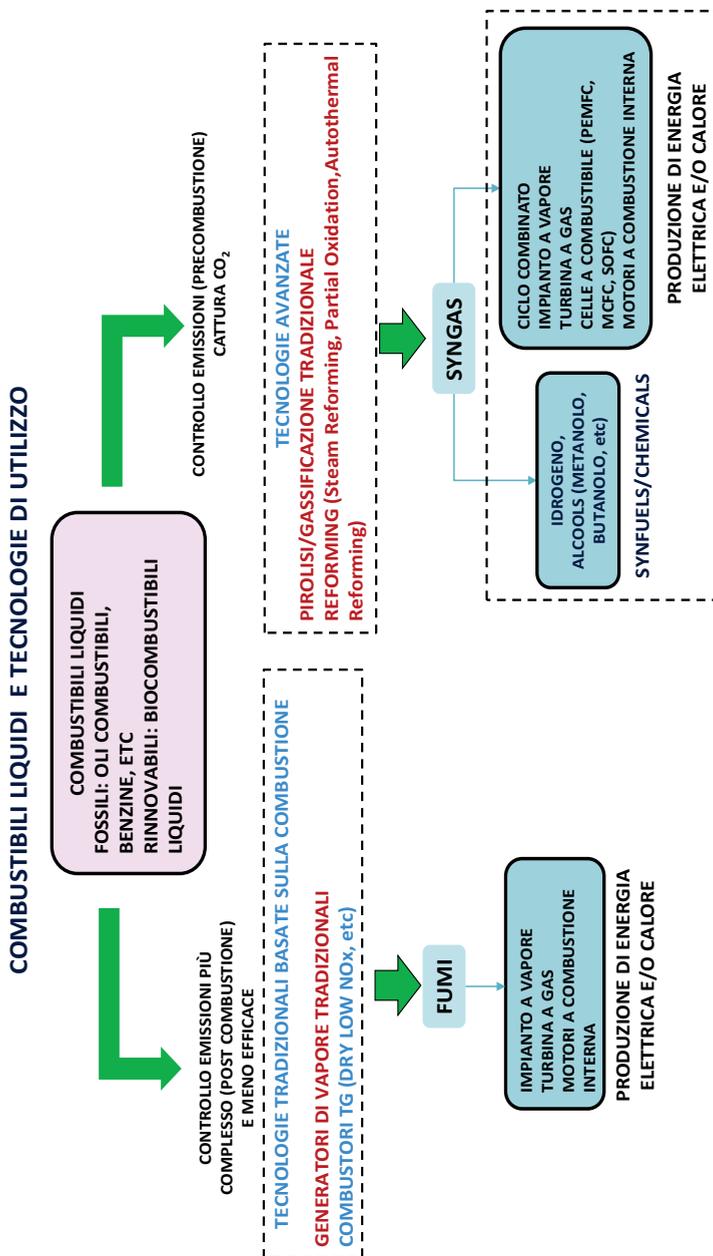


Figura A2.2. Tecnologie tradizionali e avanzate per l'impiego di combustibili liquidi.

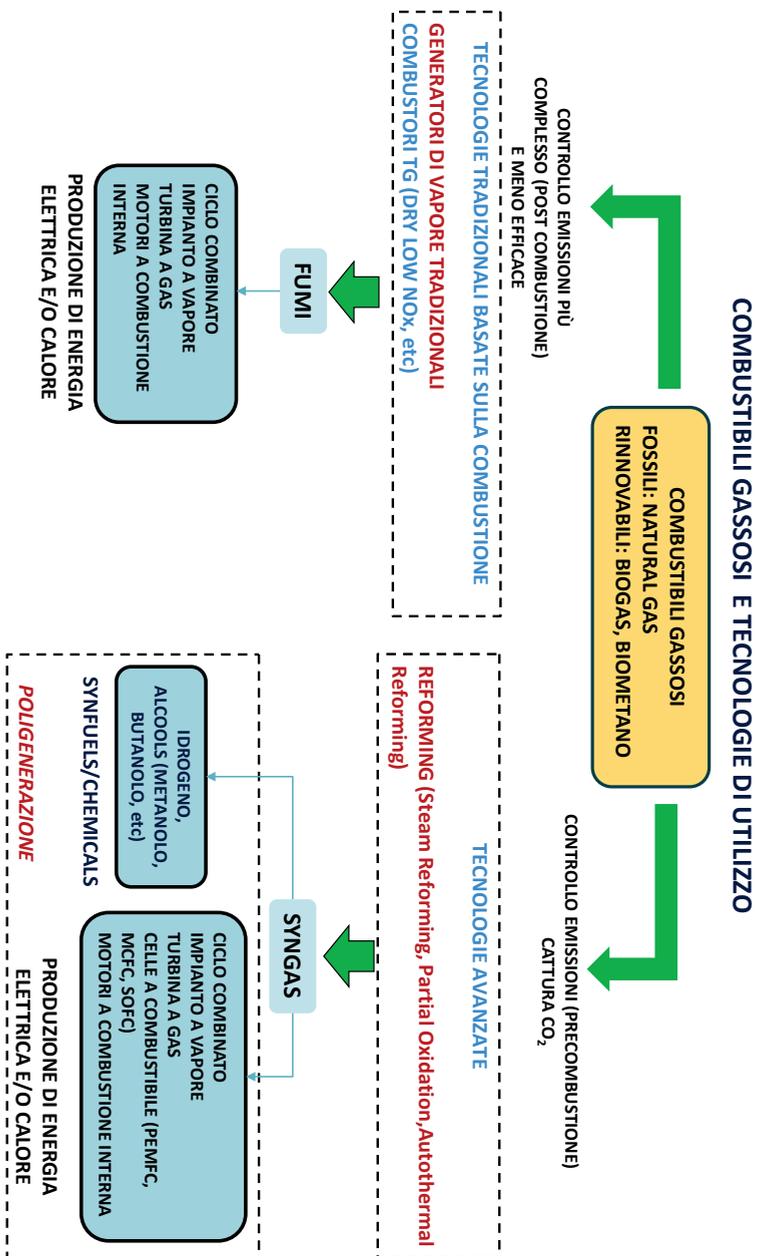


Figura A2.3. Tecnologie tradizionali e avanzate per l'impiego di combustibili gassosi.

BIBLIOGRAFIA

1. Bp Statistical Review of World Energy (2021), bp.p.l.c., Londra, https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics.html#tab_sr-2021.
2. CAPUTO C. (1993), *Gli impianti motori termici*, editore: ESA, ISBN: 8840532390.
3. CAU G., COCCO D. (2013), *L'impatto ambientale dei sistemi energetici*, editore: SGE, ISBN: 9788889884232.
4. DELLA VOLPE R. (2015), *Macchine*, editore: Liguori, ISBN: 882074972.
5. FACCHINI B. (1991), *La refrigerazione delle palettature di turbina a gas*, Dottorato di ricerca in Ingegneria delle Macchine, Università degli studi di Firenze.
6. IRENA, Renewable energy statistics 2023, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi.
7. LOZZA G. (2020), *Turbine a Gas e Cicli Combinati*, editore: Società Editrice Esculapio, ISBN: 9788874889341.
8. PERNA A. (2008), *Combined Power and Hydrogen Production from Coal*, Part A: *Analysis of IGHP Plants*, International Journal of Hydrogen Energy, 33, 2957-2964, doi: 10.1016/j.ijhydene.2008.04.005.
9. PERNA A., MINUTILLO M., CICCONARDI S. P., JANNELLI E. (2016), *Analisi delle prestazioni di un impianto di cogenerazione ibrido SOFC/MTG alimentato a syngas da gassificazione di biomassa vegetale*, editore: La Termotecnica, pp. 47-53.
10. World Energy Outlook 2023, IEA, Parigi, <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023>, License: CC BY 4.0 (report); CC BY NC SA 4.0 (Annex A).

