



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
FIRENZE

Scuola di Ingegneria

Dipartimento di Ingegneria Industriale di Firenze (*DIEF*)

DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE

“Energetica e Tecnologie Industriali Innovative”

Ciclo XXVI

Disciplina accademica ING-IND/09

***Implementazione di un processo di calcolo
integrato per la simulazione di cicli combinati di
piccola e media taglia in ambito industriale.***

Tutor

Prof. Bruno Facchini

Candidato

Ing. Riccardo Ferraro

Co-Tutor

Prof. Carlo Carcasci

Tutor Industriali

Ing. Cosi Lorenzo, *GE Oil & Gas*

Ing. Calamari Marco Anselmo, *GE Oil & Gas*

Coordinatore PhD

Prof. Maurizio De Lucia

2011-2014

Gli scienziati sognano grandi cose.

Gli ingegneri le realizzano.

J. A. Michener

A chi ha reso possibile tutto questo

Ringraziamenti

Molte sono le persone cui devo dire grazie e senza le quali questo viaggio non avrebbe visto la conclusione.

Innanzitutto un ringraziamento al Professor Bruno Facchini, che ha creduto in me per la realizzazione di questo progetto e al mio insostituibile Tutor Carlo Carcasci per avermi guidato con esperienza in percorsi non sempre facili da seguire.

Un grazie a tutti i colleghi di dottorato del BF-group, che hanno contribuito a rendere unica questa esperienza e senza i quali le giornate sarebbero state sicuramente molto più lunghe.

Un ringraziamento al team di Nuovo Pignone che mi ha seguito con estrema professionalità e disponibilità, in particolar modo a Lorenzo Così per la guida che mi ha fornito in questi anni, a Clarice Carmone per aver continuato a credere nel progetto, a Marco A. Calamari, per le competenze informatiche senza le quali sarei ancora in alto mare.

Grazie a tutti i nuovi colleghi del team TUVA per la loro professionalità, pazienza e allegria, indispensabile per rendere il posto di lavoro un luogo confortevole. In special

modo un ringraziamento sincero a Simone Cei e Davide Betti, anche loro hanno contribuito alla finalizzazione di questo progetto.

Infine un ringraziamento alla mia famiglia per l'incoraggiamento e il sostegno dimostratomi e senza il quale non avrei potuto intraprendere questo percorso: a Suna, che mette continuamente ordine nella mia vita, a Michelangelo, che crea scompiglio, ai miei genitori e a mio fratello sempre presenti per ogni evenienza, grazie di cuore.

A tutte le persone che non ho menzionato, ma che hanno contribuito ad uno qualsiasi dei tanti piccoli tasselli, grazie davvero.

Sommario

Questo Corso di Dottorato è stato incentrato su un progetto che si inserisce in un contesto collaborativo tra il Dipartimento di Ingegneria Industriale (*DIEF*), dell'Università di Firenze e GE-Nuovo Pignone volto allo studio di impianti a ciclo combinato di piccola e media taglia e di ORC (Organic Rankine Cycle).

Il contesto della collaborazione ha previsto l'analisi di dati relativi al mercato incentrati su turbine a vapore per cicli combinati, rilevando una certa difficoltà di GE-Nuovo Pignone ad inserirsi con i propri prodotti in tale mercato, anche laddove il fornitore di turbina a gas per il ciclo combinato risulta GE.

L'implementazione di un codice di calcolo integrato tra impianto e turbina a vapore potrebbe colmare il gap esistente, dando modo di selezionare macchine non solo ottimizzate su punti di funzionamento discreti dell'impianto, ma su simulazioni rispecchianti svariate condizioni operative, con un notevole risparmio in termini di tempo. Durante questo progetto si è quindi cercato di strutturare un processo integrato che potesse portare alla definizione ed ottimizzazione di turbine a vapore secondo le richieste specifiche dell'impianto. A tale scopo, dopo un'attenta valutazione è stato selezionato il tool di calcolo ESMS (*Energy System Modular Solver*) proprietario dell'Università di Firenze, come risolutore per il BoP (*Balance of Plant*).

Una volta completata la fase di implementazione del codice ESMS nel tool di calcolo aziendale STS2 (Steam Turbine Simulator 2), in modo da creare un processo integrato e automatico, sono state avviate alcune campagne di simulazione su impianti realizzati o in fase di realizzazione in modo da validare l'efficacia del codice di calcolo. Si sono così evidenziati alcuni punti focali di tale attività:

- La possibilità di investigare uno spazio di soluzioni nettamente più ampio rispetto alla situazione tradizionale.
- La possibilità di creare famiglie standard di turbine a vapore, secondo la tipologia di applicazione o di turbina a gas presente nel *bottomer cycle*.
- Un notevole risparmio di risorse in fase di definizione e ottimizzazione.

L'ultima parte del progetto si è concentrata sull'aspetto dei costi degli impianti energetici, in special modo delle turbine a vapore, analizzando alcune correlazioni da letteratura e confrontandole con i costi realmente stimati.

Contenuti

Ringraziamenti	IV
Sommario.....	VII
Contenuti	IX
Indice delle figure	XII
Indice delle tabelle.....	XVII
Nomenclatura	XVIII
Capitolo 1.....	1
Introduzione	1
1.1 La situazione energetica	1
1.2 Il mercato energetico.....	6
1.3 Analisi dei dati di vendita.....	8
Capitolo 2.....	15
I cicli combinati.....	15
2.1 Aspetti generali.....	15
2.2 Principi di funzionamento	19
2.3 Aspetti generali del ciclo vapore.....	23
2.4 Analisi cicli combinati e relazioni per il calcolo delle prestazioni....	24
2.5 La caldaia a recupero trattamento coefficienti di scambio termico... 30	
Capitolo 3.....	45
Le turbine a vapore	45
3.1 Generalità sulle turbine a vapore	46
3.1.1 Casse.....	50

3.1.2	<i>Rotore</i>	50
3.1.3	<i>Valvole di regolazione e valvole VCR</i>	51
3.1.4	<i>Palettature</i>	52
3.1.5	<i>Cuscini portanti e reggispinta</i>	52
3.2	Turbine a vapore Nuovo Pignone	53
3.2.1	<i>Turbine a contropressione</i>	54
3.2.2	<i>Turbine a condensazione</i>	55
3.2.3	<i>Turbine ad estrazione</i>	57
Capitolo 4	59
Strumenti di calcolo	59
4.1	Strumento di calcolo modulare per la gestione dell'impianto.....	59
4.1.1	Energy System Modular Solver.....	65
4.1.2	Modellazione turbina a vapore	67
4.2	Strumento di calcolo per turbina a vapore	71
4.3	Filosofia del calcolo automatizzato	74
4.4	Tabelle vapore	76
Capitolo 5	87
Simulazione e ottimizzazione degli impianti	87
5.1	Scelta e modellazione dell' impianto di riferimento	87
5.2	Ottimizzazione dell'impianto (<i>ESMS</i>).....	96
5.3	Simulazione dell'impianto combinato attraverso ESMS-RE.....	102
5.4	Confronto delle prestazioni di fuori progetto.....	107
5.4.1	Analisi di sensibilità al variare della portata dei fumi.....	110
5.4.2	Analisi di sensibilità al variare della temperatura dei fumi.....	117
Capitolo 6	125
Finalizzazione del progetto	125
6.1	Standardizzazione della macchine per cicli combinati.....	126
6.2	Analisi per la configurazione di <i>Steam path</i>	132
6.2.1	Geometria di riferimento.....	134
6.2.2	Analisi delle prestazioni del condensing drum.....	136

6.2.3	Analisi della geometria di steam path	142
6.3	Implementazione funzione calcolo costi	149
6.4	Risparmio di tempo nell'utilizzo del nuovo strumento di simulazione 153	
Capitolo 7	155
Conclusioni	155
Bibliografia	159

Indice delle figure

Figura 1.1: Domanda energia primaria in tre possibili scenari ipotizzati nel WEO [2].	2
Figura 1.2: Consumi mondiali di energia in fonti primarie.	5
Figura 1.3: Domanda di gas naturale per settore produttivo.	7
Figura 1.4: Unità di ST per CCPP vendute dal 2010 tra 0-100MW.	8
Figura 1.5: Numero di ST vendute tra il 2007 e il 2010 per CCPP inferiori ai 100MW.	9
Figura 1.6: Numero di ST per CCPP divise per produttori.	10
Figura 1.7: Numero di ST divise per produttori e per regioni geografiche.	10
Figura 1.8: CCPP di taglia 30-80MW nel periodo 2007-2010.	11
Figura 1.9: Cicli combinati per fornitore di turbina a gas.	11
Figura 1.10: Numero di CCPP per fornitori di turbina a gas e turbina a vapore.	12
Figura 1.11: Prospetto di mercato per GE, MITSUBISHI e SIEMENS.	13
Figura 2.1: Unità a ciclo combinato di tecnologia avanzata.	18
Figura 2.2: Turbina a vapore GE D-11.	18
Figura 2.3: Rappresentazione di impianto a ciclo combinato.	20
Figura 2.4: Schematizzazione impianto a ciclo combinato.	20
Figura 2.5: Diagramma T-s per ciclo combinato.	21
Figura 2.6: Layout impianto a vapore.	23
Figura 2.7: Diagramma T-s per un ciclo Hirn.	24
Figura 2.8: Schema di funzionamento di un impianto combinato <i>Unfired</i> .	26
Figura 2.9: Schema di funzionamento di un impianto combinato <i>Fired</i> .	27
Figura 2.10: Effetti della post-combustione sullo scambio termico.	27
Figura 2.11: Schema di un impianto combinato <i>Unfired</i> con caldaia a recupero.	28
Figura 2.12: Evaporatore a circolazione naturale.	31
Figura 2.13: Evaporatore a circolazione assistita.	31

Figura 2.14: Schema di funzionamento di una caldaia a circolazione forzata di tipo Sulzer.....	32
Figura 2.15: Schema di funzionamento di una caldaia di tipo Benson.....	32
Figura 2.16: Rappresentazione di una caldaia a recupero.....	34
Figura 2.17: Schematizzazione di una caldaia a recupero.....	34
Figura 2.18: Confronto tra caldaia a recupero e caldaia a combustione.....	36
Figura 2.19: Tubi con alette solide (sinistra) e serrate (destra).....	37
Figura 2.20: Diagramma di scambio termico per una caldaia a recupero monolivello.....	38
Figura 2.21: Valutazione dei costi al variare del ΔT_{PP}	39
Figura 2.22: Violazione della seconda legge della termodinamica (Enunciato di Clausius).....	41
Figura 2.23: Schematizzazione HRSG ad un livello di pressione.....	42
Figura 2.24: Schematizzazione HRSG a doppio livello di pressione.....	43
Figura 2.0.25: Confronto HRSG mono e doppio livello di pressione.....	44
Figura 3.1: espansione in uno stadio a reazione.....	47
Figura 3.2: espansione in uno stadio ad azione.....	48
Figura 3.3: Sezione e disegno di una tipica turbina a condensazione.....	49
Figura 3.4: Spaccato di valvola di regolazione.....	51
Figura 3.5: Vista 3D di una turbina a contropressione.....	55
Figura 3.6: Vista 3D di una turbina a condensazione.....	56
Figura 4.1: Elemento dell'impianto visto come black box.....	61
Figura 4.2: Elementi e nodi di un generico impianto.....	61
Figura 4.3: Diagramma di flusso del modus operandi del codice modulare.....	64
Figura 4.4: Modellazione della turbina cn separatore di acqua intermedio.....	69
Figura 4.5: Schema della turbina turbvNP.....	70
Figura 4.6: File di input dell'elemento turvNP.....	70
Figura 4.7: Schematizzazione STS2 per turbina a vapore.....	72
Figura 4.8: Processo di ottimizzazione di un ciclo combinato.....	75
Figura 4.9: Temperatura di saturazione al variare della pressione per le tre librerie.....	79
Figura 4.10: Andamento dell'errore assoluto sulla temperatura di saturazione rispetto alla IAPWS-97.....	80
Figura 4.11 Errore assoluto nella della temperatura di saturazione tra software di calcolo e tabelle GE.....	80
Figura 4.12: Andamento dell'entalpia sulla curva limite inferiore in funzione della pressione. ..	81
Figura 4.13: Andamento dell'entalpia sulla curva limite superiore in funzione della pressione. .	81

Figura 4.14: Errore relativo tra librerie GE e ESMS in caso di calcolo H-cli in funzione della pressione.	82
Figura 4.15: Errore relativo tra librerie GE e ESMS in caso di calcolo H-clt in funzione della pressione.	83
Figura 4.16: Errore relativo tra librerie GE e ESMS in caso di calcolo H-cli in funzione della temperatura.....	83
Figura 4.17: Errore relativo tra librerie GE e ESMS per il calcolo H-clt in funzione della temperatura.....	84
Figura 4.18: Errore relativo nella valutazione dell'entalpia in funzione di temperatura e pressione.	84
Figura 4.19: Errore relativo nella valutazione dell'entropia in funzione di temperatura e pressione.	85
Figura 5.1: Layout del modello ESMS.	90
Figura 5.2: Grafico Temperatura/Calore scambiato.....	95
Figura 5.3: Grafico Temperatura/entropia.	96
Figura 5.4: Andamento della potenza in funzione dell'alta pressione ($P_{LP}=6$ bar).	98
Figura 5.5: Potenza al variare delle pressioni.....	99
Figura 5.6: Titolo di fine espansione del vapore al variare delle pressioni.....	100
Figura 5.7: Temperatura dei fumi al camino al variare delle pressioni.	100
Figura 5.8: Potenza al variare delle pressioni con limiti sulle condizioni operative.....	101
Figura 5.9: Potenza generata dalla turbina a vapore al variare della pressione P_{HP}	103
Figura 5.10: Potenza totale al variare della pressione P_{HP}	104
Figura 5.11: Titolo del vapore a fine espansione al variare della pressione P_{HP}	105
Figura 5.12: Producibilità del vapore HP al variare della pressione P_{HP}	106
Figura 5.13: Producibilità del vapore LP al variare della pressione P_{HP}	106
Figura 5.14: Temperatura dei fumi al camino al variare della pressione P_{HP}	107
Figura 5.15: Potenza generata al variare della portata dei fumi.	110
Figura 5.16: Producibilità del vapore al variare della portata dei fumi.	112
Figura 5.17: Pressione del vapore al variare della portata dei fumi.....	112
Figura 5.18: Titolo di vapore a fine espansione al variare della portata dei fumi.....	113
Figura 5.19: Temperatura dei fumi al camino al variare della portata dei fumi.....	114
Figura 5.20 ΔT_{app} al variare della portata dei fumi.	114
Figura 5.21: ΔT_{pp} al variare della portata dei fumi.	115
Figura 5.22: ΔT_{sc} al variare della portata dei fumi.	116

Figura 5.23: Diagramma dello scambio termico al variare della portata dei fumi.	117
Figura 5.24: Potenza generata al variare della temperatura dei fumi.	119
Figura 5.25: Producibilità del vapore al variare della temperatura dei fumi.	119
Figura 5.26: Pressione del vapore al variare della temperatura dei fumi.	120
Figura 5.27: Titolo del vapore a fine espansione al variare della temperatura dei fumi.	120
Figura 5.28: Temperatura al camino al variare della temperatura dei fumi.	121
Figura 5.29: ΔT_{app} al variare della temperatura dei fumi.	122
Figura 5.30: ΔT_{pp} al variare della temperatura dei fumi.	123
Figura 5.31: ΔT_{sub} al variare della temperatura dei fumi.	123
Figura 5.32: Diagramma dello scambio termico al variare della temperatura dei fumi.	124
Figura 6.1: Matrice dei possibili cicli combinati su GT GE.	126
Figura 6.2: Condizioni al contorno per la selezione della turbina a vapore.	127
Figura 6.3: Ottimizzazione di ST in ciclo combinato ad un livello di pressione a GT fissata.	128
Figura 6.4: Schema e condizioni al contorno di un impianto vapore.	128
Figura 6.5: Ottimizzazione di ST per impianto a due livelli di pressione a GT fissata.	129
Figura 6.6: Ottimizzazione di un impianto a due livelli di pressione basato su una <i>GE Fr6FA</i>	130
Figura 6.7: Selezione della miglior configurazione dalla famiglia strutturata.	131
Figura 6.8: Differenza nell'ottimizzazione della ST con differenti tool di calcolo.	132
Figura 6.9: Diametri di ingresso e uscita dei tamburi di alta pressione.	134
Figura 6.10: Diametri dei tamburi di alta pressione per le configurazioni HT13, HT15, HT17.	135
Figura 6.11: Potenza al variare delle pressioni per la velocità di rotazione "A".	136
Figura 6.12: Potenza al variare della pressione per la velocità di rotazione "B".	137
Figura 6.13: Potenza dei tamburi di HP per le tre configurazioni di condensing drum.	137
Figura 6.14: Efficienza al variare della P di condensazione per la velocità di "A".	139
Figura 6.15: Efficienza al variare della P di condensazione per la velocità di "B".	140
Figura 6.16: Potenza al variare della P di condensazione per la configurazione di HT13.	140
Figura 6.17: Potenza al variare della P di condensazione per la configurazione HT15.	141
Figura 6.18: Potenza al variare della P di condensazione per la configurazione di HT17.	141
Figura 6.19: Diametri di ingresso e uscita dei tamburi di alta pressione per le sei configurazioni di steam path (pale di condensing drum HT13).	143
Figura 6.20: Potenza al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (pale di condensing drum HT13, velocità di rotazione "A").	143

Figura 6.21: Potenza al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (pale di condensing drum HT15, velocità di rotazione "A").	144
Figura 6.22: Potenza al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (pale di condensing drum HT17, velocità di rotazione "A").	145
Figura 6.23: Differenza di potenza rispetto alla geometria di riferimento o/o (pale di condensing drum HT13, velocità di rotazione "A").	146
Figura 6.24: Efficienza del condensing drum HT13 al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (velocità di rotazione "A").	147
Figura 6.25: Efficienza del condensing drum HT15 al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (velocità di rotazione "A").	147
Figura 6.26: Efficienza del condensing drum HT15 al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (velocità di rotazione "A").	148
Figura 6.27: Costi ottenuti con le correlazioni valutate e un costo reale.	151
Figura 6.28: Costi ottenuti con le correlazioni valutate e un costo reale per il condensatore.	152

Indice delle tabelle

Tabella 1.1: Previsione dell'incremento dei consumi energetici primary, misurato in TEP, in alcune aree geografiche dal 2003 al 2030 [4].....	3
Tabella 2.1: Confronto soluzioni di produzione energetica.....	22
Tabella 2.2: Influenza della variazione delle differenze di temperatura caratteristiche sulle prestazioni dell'impianto.....	40
Tabella 5.1: Condizioni operative dell'impianto.....	88
Tabella 5.2: Pressioni lato vapore.....	92
Tabella 5.3: Temperatura lato vapore.....	93
Tabella 5.4: Temperatura lato fumi.....	93
Tabella 5.5: Producibilità del vapore.....	94
Tabella 5.6: Calore cumulativo scambiato.....	94
Tabella 5.7: Grandezze caratteristiche degli scambiatori.....	95
Tabella 6.1: Working range dei principali parametri per la configurazione dell'impianto.....	130
Tabella 6.2: Condizioni del vapore.....	133
Tabella 6.3: Numero di stadi al variare delle dimensioni del condensing drum.....	133

Nomenclatura

Simboli

<i>A</i>	<i>Area, m²</i>
<i>cp</i>	<i>Calore specifico, J/kg K</i>
<i>d</i>	<i>Diametro, m</i>
<i>f</i>	<i>Function</i>
<i>H</i>	<i>Entalpia, J/kg</i>
<i>h</i>	<i>Coefficiente di scambio termico, kWm⁻²K⁻¹</i>
<i>K</i>	<i>Coefficiente di scambio termico globale, kWm⁻²K⁻¹</i>
<i>m</i>	<i>Portata in massa, kg/s</i>
<i>P</i>	<i>Pressione, bar</i>
<i>Q</i>	<i>Calore, kW</i>
<i>R</i>	<i>Grado di reazione</i>
<i>Re</i>	<i>Numero di Reynolds</i>
<i>T</i>	<i>Temperatura, °C</i>
<i>s</i>	<i>Spessore, m</i>
<i>v</i>	<i>Velocità, m/s</i>
<i>Vol</i>	<i>Volume, m³</i>
<i>W</i>	<i>Potenza, W</i>
<i>X</i>	<i>Titolo</i>

Simboli Greci

Δ	<i>Differenza</i>
η	<i>Rendimento</i>
λ	<i>Conducibilità termica</i>
ϵ	<i>Rapporto calore scambiato</i>
ϕ	<i>Portata ridotta</i>

Pedici

<i>A</i>	<i>Ambiente</i>
<i>AP</i>	<i>Approach point</i>
<i>comb</i>	<i>Ciclo combinato</i>
<i>cr</i>	<i>Caldaia a recupero</i>
<i>des</i>	<i>Design</i>
<i>eco</i>	<i>Economizzatore</i>
<i>eva</i>	<i>Evaporatore</i>
<i>ext</i>	<i>Esterno</i>
<i>gas</i>	<i>Gas</i>
<i>hp</i>	<i>Alta pressione</i>
<i>ip</i>	<i>Bassa pressione</i>
<i>in</i>	<i>Ingresso</i>
<i>inj</i>	<i>Iniezione</i>
<i>int</i>	<i>Interno</i>
<i>l</i>	<i>Liquido</i>
<i>max</i>	<i>Massimo</i>

<i>ml</i>	<i>Media logaritmica</i>
<i>min</i>	<i>Minimum</i>
<i>out</i>	<i>Uscita</i>
<i>pp</i>	<i>Pinch point</i>
<i>rot</i>	<i>Rotorico</i>
<i>sh</i>	<i>Surriscaldatore</i>
<i>stack</i>	<i>Camino</i>
<i>stat</i>	<i>Statorico</i>
<i>sub</i>	<i>Subcooling</i>
<i>TAG</i>	<i>Turbina a gas</i>
<i>TAV</i>	<i>Turbina a vapore</i>
<i>vap</i>	<i>Vapore</i>

Acronimi

<i>BoP</i>	<i>Balance of Plant</i>
<i>CCCP</i>	<i>Combined Cycle Power Plant</i>
<i>CCGT</i>	<i>Combined Cycle Gas Turbina</i>
<i>DEV</i>	<i>Deviatore</i>
<i>ECO</i>	<i>Economizzatore</i>
<i>EPC</i>	<i>Fornitore di servizi di ingegneria</i>
<i>ESMS</i>	<i>Energy Solver Modula System</i>
<i>EVA</i>	<i>Evaporatore</i>
<i>GT</i>	<i>Gas Turbine</i>
<i>GVR</i>	<i>Generatore di vapore a recupero</i>
<i>HRSG</i>	<i>Heat Recovery Steam Generator – Caldaia a recupero</i>

<i>IAPWS</i>	<i>International Agency for the Properties of Water and Steam</i>
<i>IEA</i>	<i>International Energy Agency</i>
<i>IPCC</i>	<i>Comitato Intergovernativo per i Cambiamenti Climatici</i>
<i>LNG</i>	<i>Liquefied Natural Gas</i>
<i>LTE</i>	<i>Preriscaldatore</i>
<i>MIX</i>	<i>Miscelatore</i>
<i>OCSE</i>	<i>Organizzazione per la Cooperazione e lo Sviluppo Energetico</i>
<i>OPEC</i>	<i>Organization of the Petroleum Exporting Countries</i>
<i>PUMP</i>	<i>Pompa</i>
<i>RE</i>	<i>Reality Engine</i>
<i>ST</i>	<i>Steam Turbine</i>
<i>STS2</i>	<i>Steam Turbine Simulator 2</i>
<i>WEO</i>	<i>World Energy Outlook</i>

Capitolo 1

Introduzione

1.1 La situazione energetica

Il panorama energetico mondiale presenta fenomeni complessi e in continua evoluzione nel tempo, come emerge anche dall'analisi dei dati più recenti.

Ai fini dello sviluppo sostenibile, l'energia rappresenta al tempo stesso il problema e la soluzione. Essa rende infatti possibile lo sviluppo, ma è anche una delle principali cause di inquinamento atmosferico e di altri danni che vengono arrecati all'ambiente e alla salute dell'uomo.

L'analisi dei dati storici, sviluppata dall'IEA (*International Energy Agency*), mostra come il sistema energetico internazionale si stia muovendo verso una strada di sviluppo non sostenibile e come dunque sia necessaria una rivoluzione energetica basata sulla diffusione su scala mondiale di tecnologie a basso contenuto di carbonio. Il Comitato Intergovernativo delle Nazioni Unite sul Cambiamento Climatico (IPCC) prospetta la necessità entro il 2050 di una riduzione delle emissioni di CO₂ di almeno il 50% rispetto ai livelli del 2000.

Il contributo di origine energetica alla crescita delle emissioni è dato principalmente da due tendenze: l'aumento della domanda di energia nelle economie basate sul carbone e l'aumento delle centrali elettriche alimentate a carbone, come risposta alla crescita dei prezzi di petrolio e gas nei paesi occidentali. Dal 2000 al 2007 il tasso di crescita annua delle emissioni è salito del 3% e per diminuire di almeno il 50% entro il 2050 le emissioni dovrebbero raggiungere il picco al 2020 e poi iniziare un declino: se questo non dovesse avvenire l'obiettivo del dimezzamento diventerebbe molto più costoso.

La crescente dipendenza dai combustibili fossili continuerebbe a sostenere non solo le emissioni di CO₂ ma anche i prezzi degli stessi combustibili. In particolare è previsto un aumento della domanda di carbone e, dato anche il lungo ciclo di vita delle centrali a carbone, il sistema energetico internazionale risulterebbe vincolato su uno sviluppo ad alta intensità di carbonio. Anche la domanda di gas e petrolio dovrebbe aumentare, e se i paesi dell'OPEC (*Organization of the Petroleum Exporting Countries*) e la Russia non realizzeranno consistenti investimenti, i prezzi di petrolio e gas saranno destinati ad avere un trend crescente [1].

La domanda energetica mondiale è un fattore direttamente proporzionale all'andamento del PIL dei singoli paesi. Secondo l'edizione 2012 del WEO (*World Energy Outlook*) [2], per la prima volta dopo il 1981, il 2009 ha visto una diminuzione della domanda di energia primaria, causata dalla crisi economica, e i mercati energetici si sono modificati in maniera consistente (Figura 1.1).

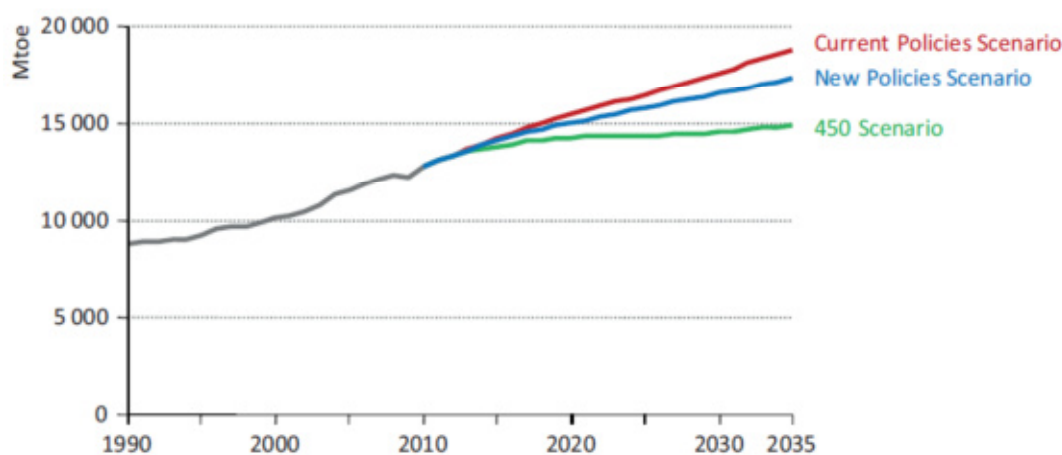


Figura 1.1: Domanda energia primaria in tre possibili scenari ipotizzati nel WEO [2].

La crisi si è riflessa in una riduzione della domanda di energia del settore industriale e domestico, in una riduzione prezzi e in un rallentamento negli investimenti. Il WEO 2009 indica come la caduta della domanda di energia primaria sia stata particolarmente rilevante nei Paesi OCSE (*Organizzazione per la Cooperazione e lo Sviluppo Energetico*). Negli USA la domanda di energia primaria nei primi sei mesi del 2009 è stata del 6% minore rispetto all'anno precedente, con una diminuzione del consumo di petrolio dell'8%. Anche in Europa si è osservata una diminuzione nella prima metà del 2009 [3].

Gli Stati Uniti comunque si confermano i principali consumatori mondiali di petrolio seguiti dalla Cina. Nel 2010 la domanda cinese ha raggiunto con 9,4 milioni di barili al giorno il suo picco storico, registrando una crescita di oltre il 12% rispetto al 2009. Le riserve di petrolio hanno confermato il trend positivo di crescita dell'ultimo decennio (+1,9%). Più della metà sono localizzate in Medio Oriente, in particolare nei Paesi OPEC con il 72% delle riserve petrolifere mondiali. In crescita anche le riserve del continente americano, grazie al contributo dell'*unconventional*.

	2003	2010	2020	2030	2003-2030 variazione totale [%]
OCSE	5004	6454	7006	7782	31.8
Nord America	2981	3311	3740	4188	40.49
Europa	1988	2127	2235	2381	19.77
Asia e Oceania	935	1016	1119	1210	29.38
Non OECD	4697	6391	8354	10402	121.46
Asia	2094	3180	4355	5635	169.07
Medio Oriente	494	630	786	950	92.35
Africa	335	446	562	675	101.5
Centro e Sud America	552	711	920	1152	108.68
TOTALE	10602	12844	15447	18184	71.52

Tabella 1.1: Previsione dell'incremento dei consumi energetici primari, misurato in TEP, in alcune aree geografiche dal 2003 al 2030 [4].

Secondo le previsioni dell'IEA, globalmente, in termini di consumi energetici totali, si dovrebbe passare dalle 10602 Mtep del 2003 alle 14187 del 2015 e, ancora, alle 18184 del 2030, con un conseguente aumento del consumo di energia mondiale del 71,52%.

Si prevede che, tra i paesi OCSE, l'America del Nord, trainata dal Messico, presenterà la crescita maggiore nel fabbisogno di energia. In termini percentuali saranno però le aree in via di sviluppo ad aumentare maggiormente la richiesta di energia nei prossimi anni: tra questi a fornire il contributo maggiore sarà la Cina, seguita da Medio Oriente e India.

L'Europa, soprattutto a causa della minor crescita della popolazione e dello sviluppo economico ridotto, dovrebbe presentare un incremento più modesto rispetto alle altre parti del mondo. Rimane comunque evidente come in nessuno dei paesi presi in considerazione si sia constatata una riduzione della domanda energetica.

Tra le diverse fonti energetiche, attualmente i combustibili fossili rappresentano una delle più utilizzate dall'uomo. Le riserve fossili sono ingenti, ma, a causa del continuo aumento della domanda globale, si stanno esaurendo ad una velocità circa 100 000 volte superiore a quella con cui si formano; tuttavia, la quantità di combustibili fossili ancora da estrarre è stimata sufficiente per altri 120-150 anni agli attuali ritmi di consumo [3].

I dati sulla provenienza delle fonti primarie a livello mondiale indicano una netta prevalenza dei combustibili fossili; il primato spetta al petrolio (33%), seguito da carbone (27%) e gas (21%).

La somma dei consumi di petrolio, gas e carbone rappresenta l'81% del totale (Figura 1.2), si può dunque affermare che, anche se ogni caso andrebbe analizzato separatamente, globalmente la dipendenza verso questo tipo di fonti energetiche è ancora elevato.

Dopo aver analizzato la domanda di energia primaria a livello mondiale, sembra importante esaminare l'andamento dei prezzi e dei livelli di produzione delle principali fonti energetiche fossili, in quanto questi ultimi hanno importanti ripercussioni sulla sostenibilità economica del soddisfacimento del fabbisogno energetico nazionale e, in generale, sulla stabilità dei processi di crescita economica.

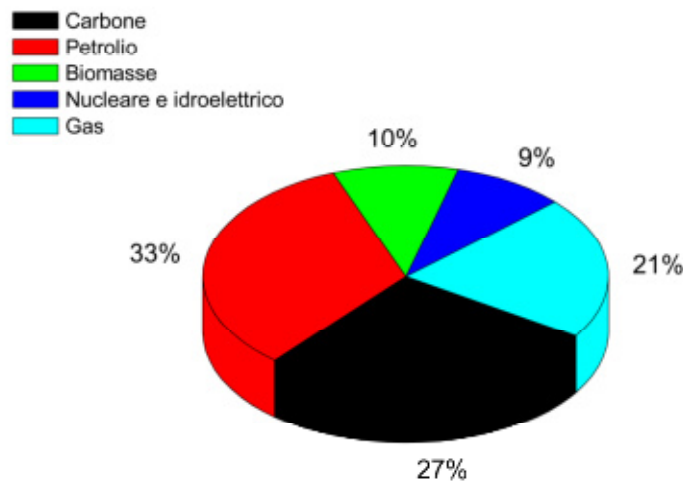


Figura 1.2: Consumi mondiali di energia in fonti primarie.

Negli ultimi anni il prezzo del petrolio ha mostrato un'elevata variabilità: in costante crescita dal 2003, ha subito uno stallo nel 2009 in seguito all'intensificarsi della crisi economica. Dal 2010 la produzione di petrolio è tornata a crescere in tutto il mondo (+2,3%), a eccezione dell'Europa che per effetto del declino dei giacimenti ha registrato un calo (-8,1%). Resta immutata la quota di produzione OPEC (stabile sul 40% dal 1995). Sono proprio i paesi del cartello che hanno contribuito in misura maggiore alla crescita dell'offerta negli ultimi anni (+3% contro +1,8% dei paesi non-OPEC).

Nel 2010 il consumo di gas è cresciuto di ben 7,5 punti percentuali, frutto dell'incremento dei consumi nei Paesi Emergenti (+9%), ma anche nei Paesi Industrializzati (+5,8%). La Russia è tornata ad essere il primo produttore di gas naturale mondiale con 624,61 miliardi di metri cubi, dopo il sorpasso degli Stati Uniti dello scorso anno. Gli Stati Uniti hanno tuttavia raggiunto un nuovo massimo storico di produzione (600,15 miliardi di metri cubi), confermando un trend di crescita straordinario (+19,4% nel periodo 2005- 2010), soprattutto grazie allo *shale gas* (gas accumulato in rocce argillose, caratterizzate da bassissima permeabilità). Il Qatar si conferma in questo settore il Paese con i tassi di crescita più elevati: le produzioni sono aumentate di oltre il 150% fra 2005 e 2010 grazie alle possibilità commerciali offerte dall'industria LNG, [5].

I prezzi del carbone hanno sostanzialmente seguito l'andamento dei prezzi di petrolio e gas naturale, per effetto della competizione tra combustibili e dell'incidenza dei prezzi del petrolio sui costi di trasporto del carbone [1].

Nel mondo oltre il 60% dell'energia elettrica prodotta deriva dai combustibili fossili: carbone, olio combustibile e gas. In Europa, la produzione termoelettrica convenzionale supera la metà del totale, e solo in Italia rappresenta l'80% della produzione lorda complessiva, [6].

Per quanto riguarda l'Italia, a seguito della rinuncia al nucleare e a causa dello scarso utilizzo del carbone per la generazione elettrica e dell'ancora limitato sviluppo delle rinnovabili, il mix produttivo italiano si è progressivamente sbilanciato verso il gas: oggi l'Italia è il paese che, in proporzione, utilizza più gas per il proprio fabbisogno energetico rispetto a tutti gli altri paesi europei. In realtà, la tendenza a un utilizzo estensivo del gas è già in atto anche in molti altri paesi europei, come conseguenza delle preoccupazioni sul cambiamento climatico e dei processi di liberalizzazione in corso, [7].

1.2 Il mercato energetico

Indipendentemente da come si evolvono le politiche dei governi, il settore energetico rimane la guida alla domanda di gas in molte regioni del mondo (Figura 1.3). Il gas è prevalentemente utilizzato come combustibile per la produzione di energia, ma l'entità del suo utilizzo dipenderà dal prezzo del carburante (tenendo conto delle sanzioni sulle emissioni del carbonio), sia in termini assoluti sia rispetto al prezzo di carbone e, in misura molto minore, degli olii combustibili.

In ogni caso è molto probabile che nei futuri scenari il gas naturale rappresenti il combustibile utilizzato principalmente sia nei cicli convenzionali, dove alimenta bruciatori che producono vapore destinato ad azionare turbine, sia nelle centrali cosiddette turbogas, dove viene direttamente bruciato in turbine a combustione interna.

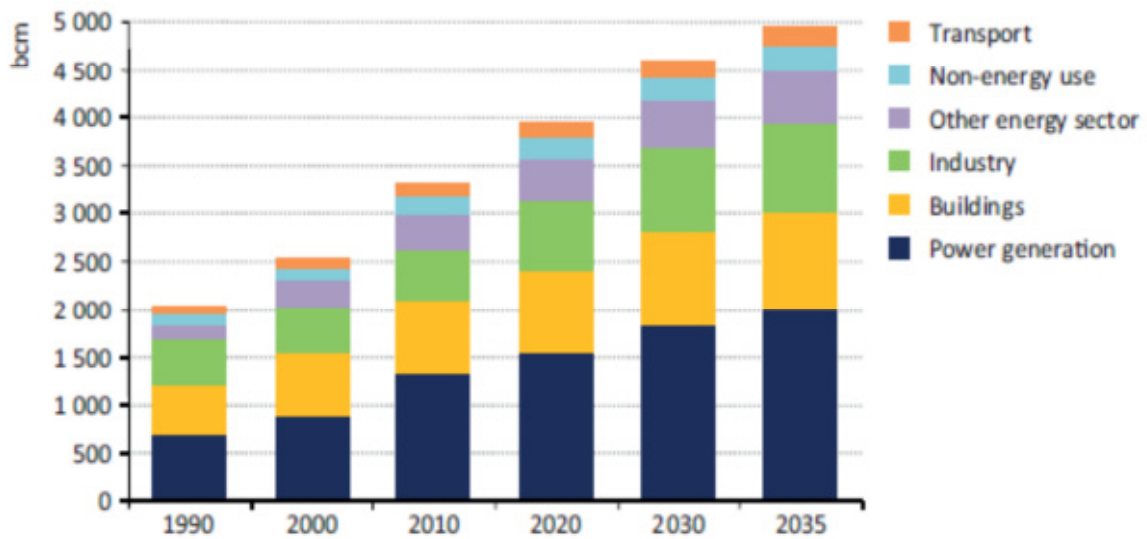


Figura 1.3: Domanda di gas naturale per settore produttivo.

Le più efficienti centrali termoelettriche a gas combinano una turbina a gas (*upper cycle*) con una a vapore (*bottom cycle*), si tratta di centrali dette a ciclo combinato (CCGT), la cui caldaia è alimentata dai gas combusti in uscita dalla turbina a gas. Queste dovrebbero rimanere l'opzione preferita per le nuove centrali elettriche, per una combinazione di motivi economici, operativi e ambientali: i CCGT hanno relativamente elevata efficienza termica, sono relativamente rapidi ed economici da costruire, permettono flessibilità di operazione ed emettono meno anidride carbonica (CO₂) e inquinanti in atmosfera rispetto alle altre tecnologie basate su combustibili fossili [8].

Il continuo aumento della domanda di gas naturale nel mercato dell'energia e i continui allarmi sulla situazione climatica, con le sempre più restringenti regolamentazioni sui gas di scarico rappresentano quindi per i costruttori mondiali un'ulteriore opportunità. L'esigenza di recuperare i gas di scarico per produrre ulteriore energia ha rappresentato una nuova sfida, che ha riacceso l'interesse per i cicli combinati anche di piccola e media taglia, per la forte delocalizzazione della produzione energetica che li contraddistingue e per l'opportunità di operazioni di *repowering* di impianti esistenti a ciclo semplice.

In questo mercato sempre più competitivo e guidato da più business diventa quindi di vitale importanza riuscire a ridurre i costi per la generazione di energia

elettrica, fornendo un rapido ritorno dell'investimento senza sacrificare affidabilità e flessibilità degli impianti. La customizzazione dei prodotti, la flessibilità di operazione e la possibilità di dare risposte in tempi brevi alle esigenze dei clienti si delineano quindi come punti chiave per poter acquisire quote di mercato.

1.3 Analisi dei dati di vendita

GE, come uno dei principali produttori di turbomacchine ha un notevole interesse nel comprendere le dinamiche che quotidianamente regolano il mercato energetico dei cicli combinati, soprattutto in relazione all'utilizzo delle turbine a vapore realizzate nello stabilimento di Firenze.

Le macchine prodotte nello stabilimento toscano, sono principalmente macchine dedicate al *mechanical drive*, ma negli ultimi anni si è delineata una sempre maggior richiesta per macchine *power generation*. Il mercato di riferimento per GE-Nuovo Pignone si attesta sul size macchina 0-100 MW, con particolare interesse per il settore 30-80 MW.

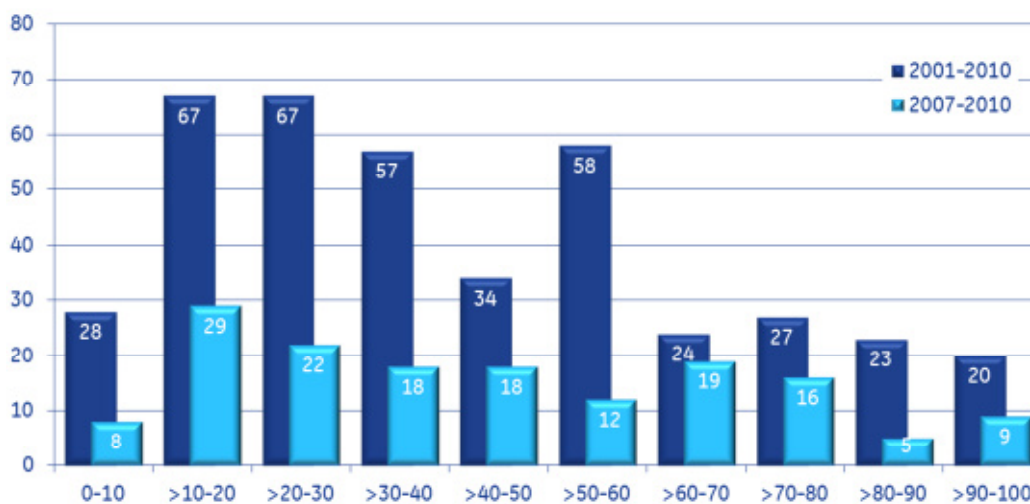


Figura 1.4: Unità di ST per CCPP vendute dal 2010 tra 0-100MW.

Per capire lo stato dell'arte dei cicli combinati e la posizione che GE-Nuovo Pignone ricopre nel mercato è stato analizzato dettagliatamente il database *McCoy*

Power Reports [9], un archivio che tiene traccia della vendita e installazione di turbomacchine operanti in impianti di produzione energetica.

Dal 2001 il numero di turbine a vapore vendute per impianti a ciclo combinato nel range di potenza di interesse GE-Nuovo Pignone è un numero che supera le 300 unità (Figura 1.4); la domanda ha visto una notevole crescita soprattutto negli ultimi anni.

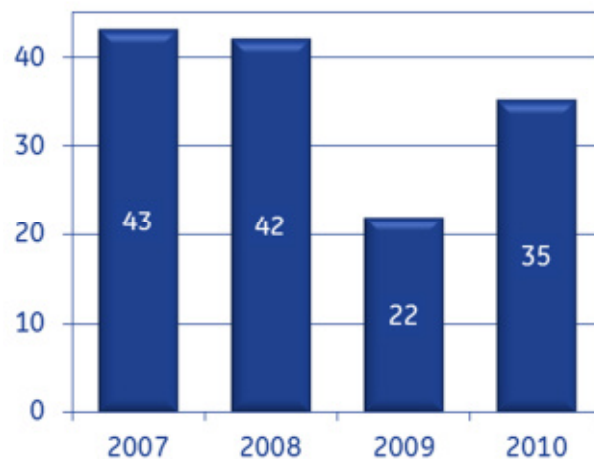


Figura 1.5: Numero di ST vendute tra il 2007 e il 2010 per CCPP inferiori ai 100MW.

Considerando i dati 2007-2010 (Figura 1.5) possiamo vedere come il mercato dei cicli combinati si sia attestato intorno alla richiesta di circa 40 unità di turbine a vapore l'anno, eccetto per una inflessione nel 2009, anno che coincide con l'anno di flessione nella richiesta energetica.

Se analizziamo nel dettaglio le vendite per gli anni 2007-2010 per il range di macchina inferiore ai 100MW, possiamo andare a evidenziare quali siano i maggiori protagonisti. Si può vedere come questa porzione di mercato risulti ben frammentata tra molti produttori: in figura 1.6 sono stati raccolti i dati per produttore; quelli con meno di 5 macchine sono stati raccolti sotto la voce *Other*.

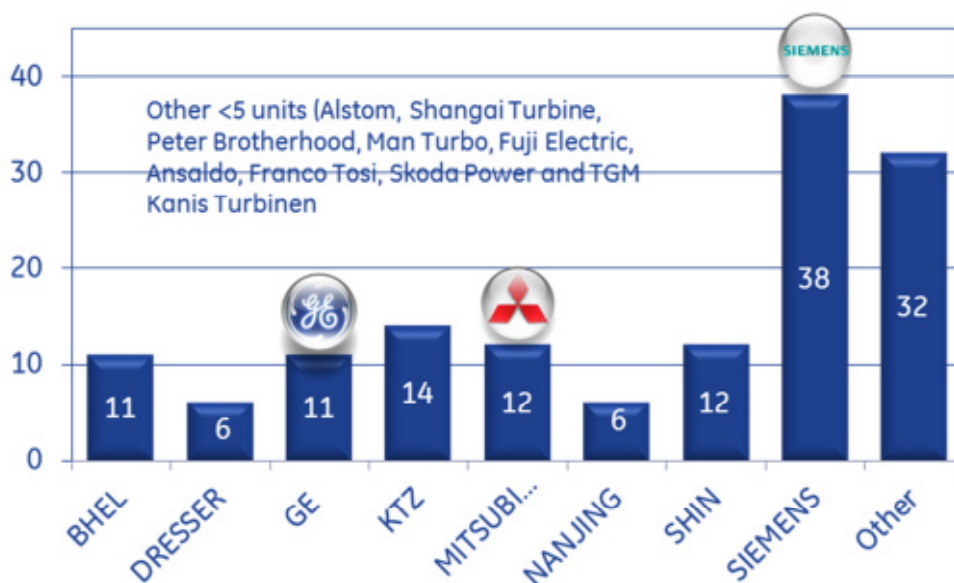


Figura 1.6: Numero di ST per CCPP divise per produttori.

Escludendo quindi i produttori con meno di 5 unità vendute nell’arco temporale considerato, si evidenzia come nel range di potenza inferiore ai 100MW sia Siemens a giocare un ruolo di primo piano a livello mondiale. Alle spalle di Siemens si attestano alcuni produttori che hanno un ruolo predominante nei propri mercati locali: questo è il caso di KTZ, NANJING e BHEL, che rispettivamente in Russia, Cina e India coprono gran parte delle richieste, grazie anche a politiche nazionaliste.

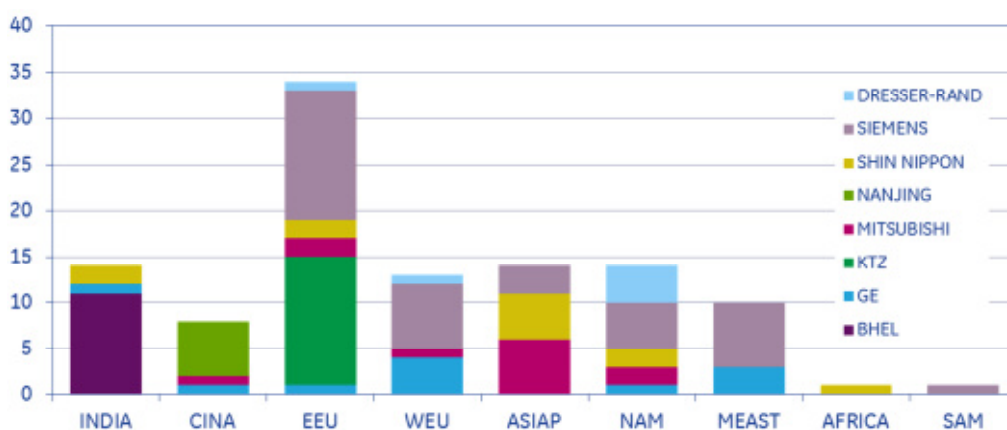


Figura 1. 7: Numero di ST divise per produttori e per regioni geografiche.

MITSUBISHI e SHIN NIPPON, i due più grandi produttori nipponici, hanno una notevole rilevanza in tutto il mercato asiatico e in modo principale nell’area

asia-pacifica. Per quanto riguarda GE si evidenzia una notevole diversificazione dei mercati, avendo vendite in quasi tutte le regioni, con buoni risultati nel mercato europeo e medio-orientale, ma dove Siemens gioca un ruolo predominante.

E' possibile spingere l'analisi ad un livello successivo, andando a classificare i cicli combinati per modello di turbina a gas, dove siano presenti turbine a vapore del range di potenza 30-80MW (Figura 1.8).

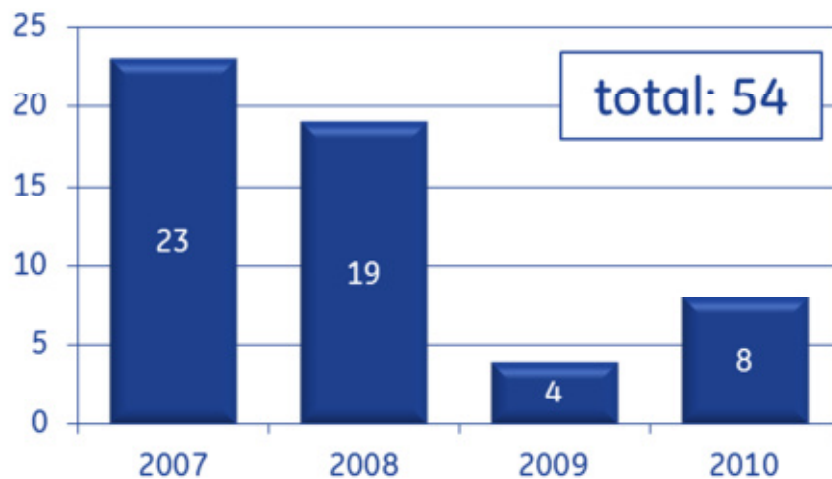


Figura 1.8: CCPP di taglia 30-80MW nel periodo 2007-2010.

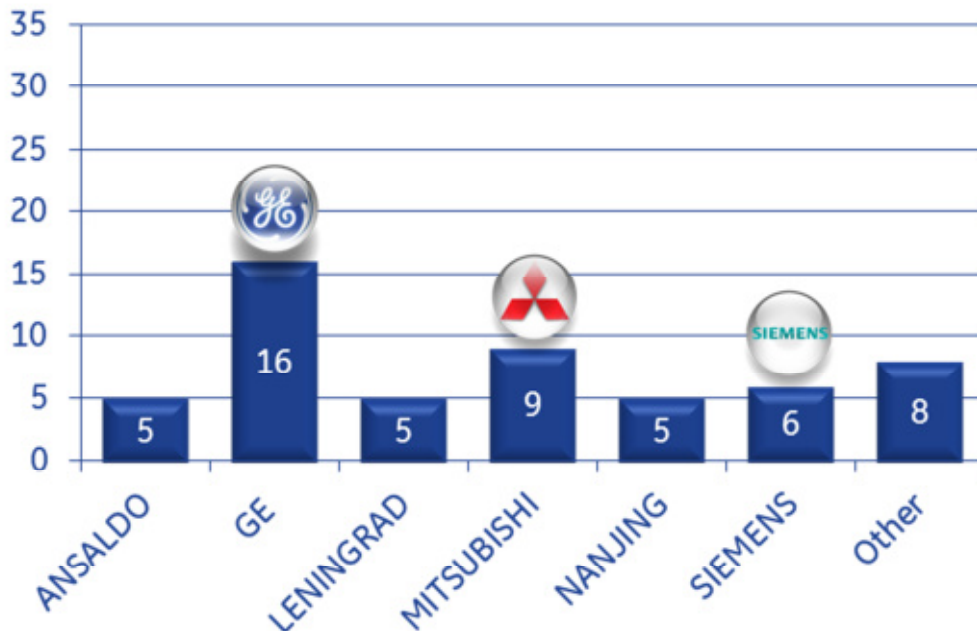


Figura 1.9: Cicli combinati per fornitore di turbina a gas.

In figura 1.9 si può vedere come nonostante GE non sia leader di mercato classificando i cicli combinati per fornitore della turbina a vapore, la situazione si capovolga andando a considerare il fornitore della turbina a gas. Nella fascia di mercato considerato GE rappresenta il primo venditore con 16 unità su un totale di 54 nel triennio considerato.

Si può sottolineare come in un impianto a ciclo combinato fornitura di turbina a vapore e turbina a gas possano non provenire dallo stesso produttore. Questo è da ricondursi al fatto che spesso l'EPC dell'impianto è una società di ingegneria esterna al mondo dei produttori, che deve tener conto non solo dell'aspetto tecnico, ma anche economico.

Incrociando i dati di vendita di turbine a vapore e turbine a gas per cicli combinati è possibile vedere la percentuale di cicli combinati in cui lo stesso produttore fornisce entrambi le tipologie di macchine.

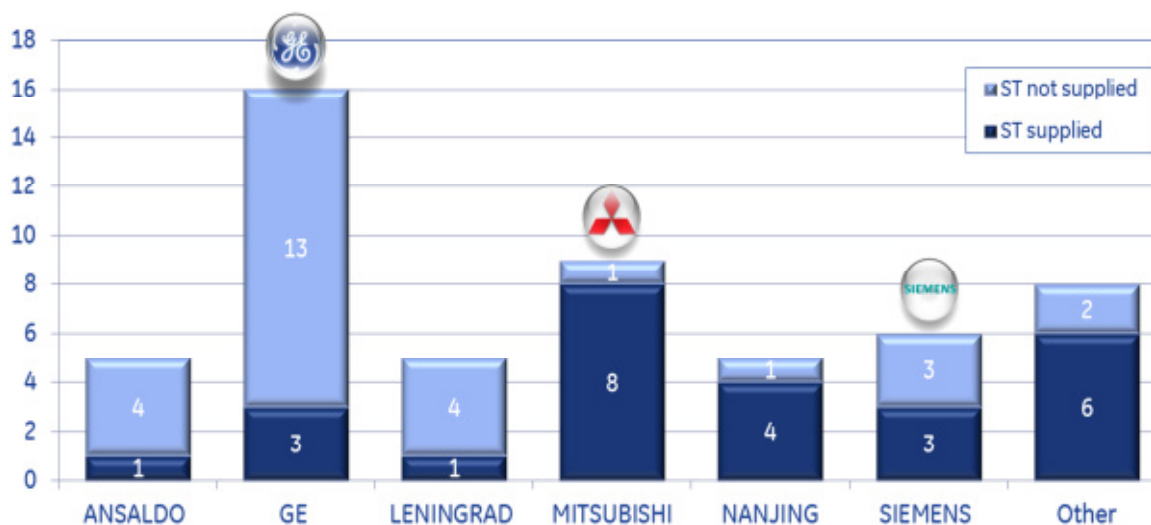


Figura 1.10: Numero di CCPP per fornitori di turbina a gas e turbina a vapore.

Dalla figura 1.10 risulta evidente come i diversi produttori si affaccino al mercato con strategie sensibilmente diverse: risulta chiaro come MITSUBISHI cerchi di fornire un pacchetto completo ai propri clienti con quasi la totalità di cicli combinati in cui fornisce entrambi le macchine. Siemens ha una copertura del 50% rispetto ai cicli combinati in cui fornisce la turbina a vapore, ma comunque risulta il maggior fornitore di turbine a vapore: questo può significare che Siemens

possiede un'ampia gamma di prodotti o che gli stessi risultino largamente adattabili a diverse condizioni (Figura 1.11).

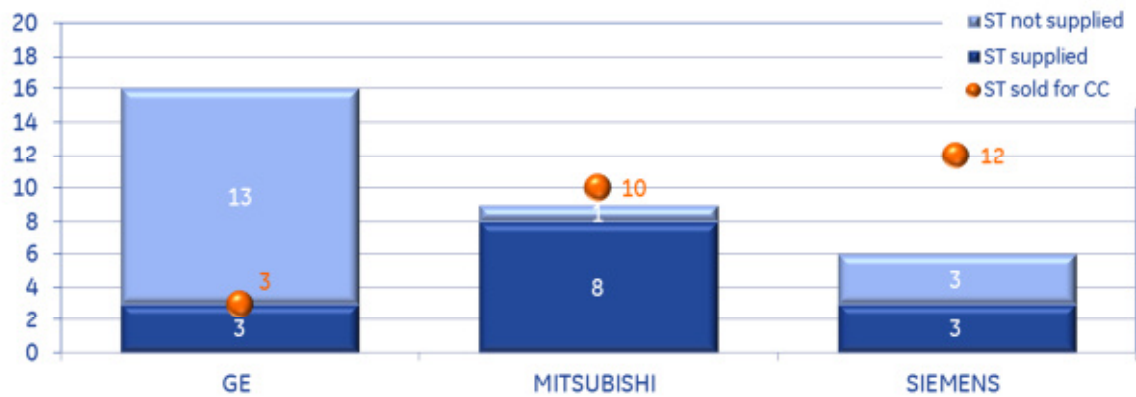


Figura 1.11: Prospetto di mercato per GE, MITSUBISHI e SIEMENS.

Per quanto riguarda GE la percentuale di copertura di cicli combinati con entrambi le macchine risulta estremamente bassa (inferiore al 20%).

Questo si traduce come una perdita di opportunità soprattutto per Nuovo Pignone, che nel periodo di riferimento 2007-2010 ha perso 13 opportunità di vendita in impianti a ciclo combinato in cui GE ha vinto la fornitura di turbina a gas.

Le cause dietro a questa perdita di quote di mercato, soprattutto in cui l'EPC ha selezionato la GT GE sono molteplici e di non facile comprensione. Sicuramente gli aspetti economici giocano un ruolo fondamentale nella selezione finale, ma hanno sicuramente un notevole peso anche gli aspetti tecnici, quindi di prestazione della macchina, di integrazione nell'impianto, di tempistiche di consegna.

Non entrando nel merito delle prestazioni della macchina, non oggetto di questo lavoro di dottorato, la possibilità di migliorare l'integrazione della stessa nell'impianto e di velocizzarne il processo di selezione possono passare attraverso una nuova sinergia tra i vari tool di calcolo utilizzati durante l'iter di selezione.

Capitolo 2

I cicli combinati

2.1 Aspetti generali

Come già detto, la combinazione di cicli Brayton per turbine a gas e cicli Rankine per impianti di potenza a vapore porta alla formazione di efficienti cicli combinati. Il ciclo Brayton è caratterizzato da elevate temperature e scarica calore ad una temperatura che può essere convenientemente utilizzata come fonte di energia per il ciclo Rankine. Per il recupero di fonti a bassa temperatura si sono diffusi cicli che utilizzano fluidi di lavoro alternativi (organic fluids, potassium vapor, mercury vapor e altri), ma ancora non applicati su scala [7].

I sistemi a ciclo combinato che utilizzano aria e vapore come fluidi di lavoro hanno raggiunto applicazioni commerciali di vaste proporzioni dovuti a:

- Elevati rendimenti termodinamici attraverso l'applicazione di due cicli termodinamici complementari.

- Calore in uscita dal ciclo Brayton a temperature tali da essere utilizzabile in modo semplice ed efficiente.
- Fluidi di lavoro (acqua e aria) che sono prontamente disponibili, economici e non tossici.

Inoltre questi impianti di potenza ciclo combinato (CCPP) presentano una determinata flessibilità con caratteristiche che includono:

1 *Elevata efficienza termica.* Il rendimento termodinamico di un ciclo combinato è superiore rispetto agli altri sistemi di produzione energetica convenzionali.

2 *Ridotti costi d'installazione.* I componenti per un ciclo combinato sono preingegnerizzati e prodotti industrialmente in modo da minimizzare tempi e costi di installazione. Tutte le sezioni più importanti (GT, caldaia a recupero HRSG e ST), sono consegnate sul campo come componenti assemblati e testati. Il costo dei componenti di un impianto a ciclo combinato è maggiore rispetto a quello di impianti a vapore convenzionali a causa della preingegnerizzazione; tuttavia l'installazione di un impianto a ciclo combinato presenta costi sensibilmente più bassi.

3 *Flessibilità del combustibile.* Gli impianti a ciclo combinato operano efficientemente con la combustione di un ampio range di combustibili, che va dal gas naturale pulito e petrolio raffinato fino a petrolio greggio e combustibili di petrolio residuo. Funzionamento con gas combustibili derivati dal carbone sono frequenti in sistemi a ciclo combinato di taglia commerciale.

4 *Cicli di lavoro flessibile.* I sistemi a ciclo combinato presentano una certa flessibilità sia in condizioni di esercizio nominale che ai carichi parziali, consentendo avviamenti (*startup*) giornalieri. Le turbine a gas in configurazione combinata *multishaft* possono avviare rapidamente, portando in rete circa due terzi della potenza d'impianto tipicamente in meno di 60 minuti. Gli impianti a ciclo combinato sono altamente efficienti anche in condizioni di off-design.

5 *Brevi tempi di installazione.* Gli impianti a ciclo combinato possono essere installati e diventare operativi in un tempo minore rispetto a quanto richiesto per gli

impianti a vapore convenzionali. Questo è nuovamente attribuibile alla preingegnerizzazione dell'impianto e alla produzione in fabbrica.

6 *Elevata affidabilità/disponibilità.* L'elevata affidabilità deriva da uno sviluppo evolutivo della progettazione, che ha migliorato parti e componenti, e dai programmi di qualità della produzione che offrono test di funzionamento in fabbrica. L'alta disponibilità è raggiunta attraverso lo sviluppo nelle pratiche di manutenzione, che spettano principalmente all'utilizzatore. L'esperienza del produttore e le raccomandazioni contribuiscono su questi aspetti.

7 *Bassi costi di funzionamento e di manutenzione.* Ridotti costi sono ottenuti attraverso un'accurata fase di design, operazioni prudenti, e una progettazione dell'intera sezione che permetta zone accessibili per l'ispezione delle parti.

8 *Alti rendimenti in seguito all'incremento di piccole installazioni.* Le turbine a gas sono progettate e prodotte in taglie di determinate dimensioni. Per esempio la linea di produzione di turbine a gas per impianti combinati heavy-duty di GE, include le unità MS6001B (50 Hz and 60 Hz), MS7001FA (60 Hz), MS7001B (60 Hz) e la MS9001FA (50 Hz), che coprono potenze di output approssimativamente dai 37 ai 250 MW. L'applicazione di questi modelli di turbina a gas nei sistemi a ciclo combinato in installazioni con singole o multiple turbine a gas e HRSG, consente una produzione di potenza da circa 50MW a diverse migliaia di megawatt mantenendo costante l'efficienza termica dell'impianto.

I cicli combinati di tecnologia H di GE rappresentano i più avanzati sistemi di produzione energetica ora disponibili (Figura 2.1). Questi sistemi a ciclo combinato possono raggiungere rendimenti termodinamici del 60% bruciando gas naturale.

Il loro impatto ambientale per kilowatt-ora è il più basso di tutti gli impianti di potenza a combustibili fossili [10].

Per essere competitiva nel mercato degli impianti a ciclo combinato, GE ha bisogno di turbine a vapore che siano efficienti ai carichi nominali ma altrettanto robuste per essere utilizzate nelle varie condizioni climatiche, nelle diverse configurazioni e per ogni condizione di esercizio (Figura 2.1) [11].

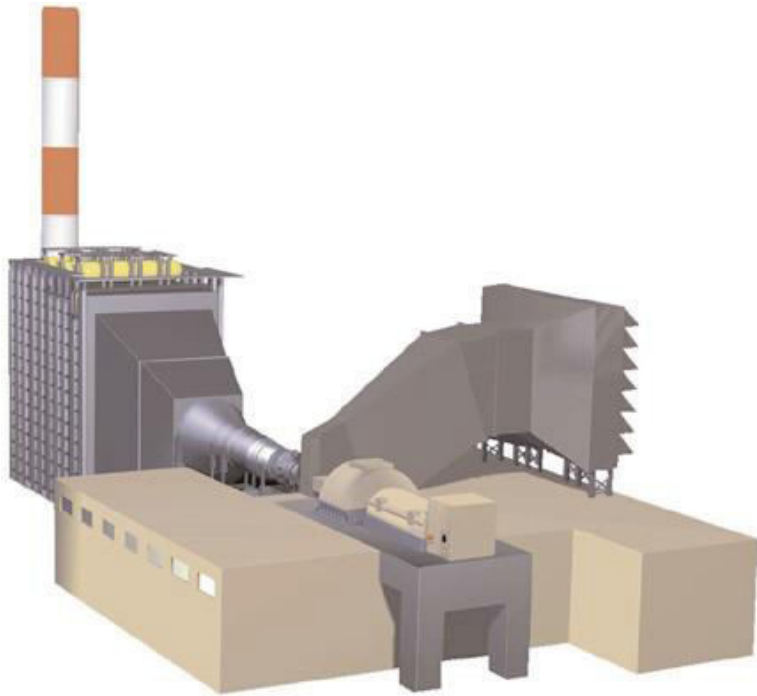


Figura 2.1. Unità a ciclo combinato di tecnologia avanzata.

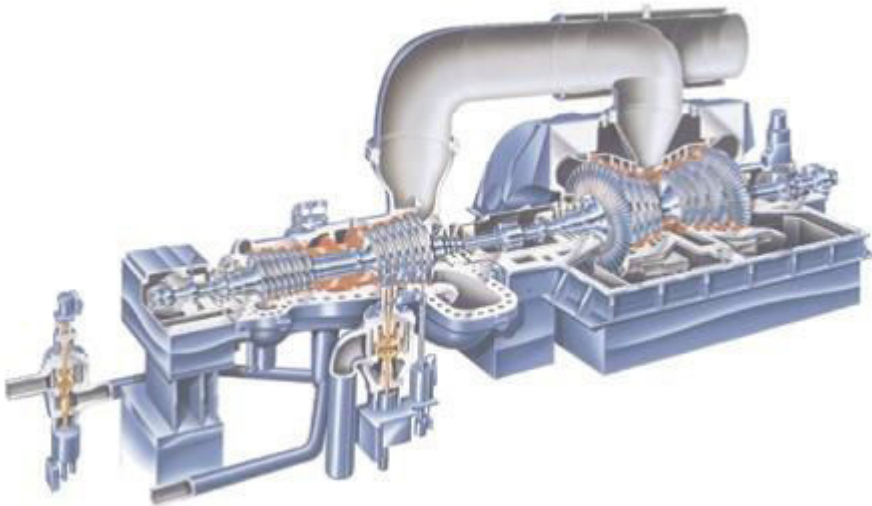


Figura 2.2: Turbina a vapore GE D-11.

La prospettiva di poter rispondere alla crescente di domanda energetica con il minimo consumo di combustibile rende di grande interesse la definizione di una strategia per l'ottimizzazione dei sistemi a ciclo combinato. Il proposito dei più importanti produttori mondiali coinvolti in questo settore è quello di raggiungere rendimenti termodinamici globali di oltre il 60% in un breve periodo [12].

A tale proposito Rovira et al. [13] mostrano una metodologia per ottenere l'ottimizzazione termo-economica di un impianto a ciclo combinato tenendo conto del frequente funzionamento in condizioni operative di fuori progetto. L'obiettivo è quello di migliorare il progetto termo-economico dell'impianto considerando un più realistico scenario di funzionamento annuo.

Molteplici studi sono attualmente rivolti ad un'ottimizzazione termo-economica delle caldaie a recupero. Nella pubblicazione di Franco et al. [12] è definita una completa strategia per una progettazione ottimale delle caldaie a recupero. L'ottimizzazione è strutturata su due livelli: il primo consente di ottenere i principali parametri di funzionamento del HRSG, mentre il secondo comporta una dettagliata progettazione dei componenti con riferimento alle variabili geometriche relative alle sezioni di scambio termico.

2.2 Principi di funzionamento

Gli impianti a ciclo combinato si sono sviluppati in parallelo con lo sviluppo delle turbine a gas (Figura 2.3).

La prima turbina a gas utilizzata in un impianto elettrico fu installata in un ciclo combinato. Si trattava di una TAG da 3,5 MW di potenza che utilizzava i gas esausti per riscaldare l'acqua di alimento per un impianto a vapore da 35 MW. Questo sistema entrò in funzione nel 1949 e altri impianti del tutto simili furono installati negli anni successivi realizzando impianti a ciclo combinato di prima generazione.

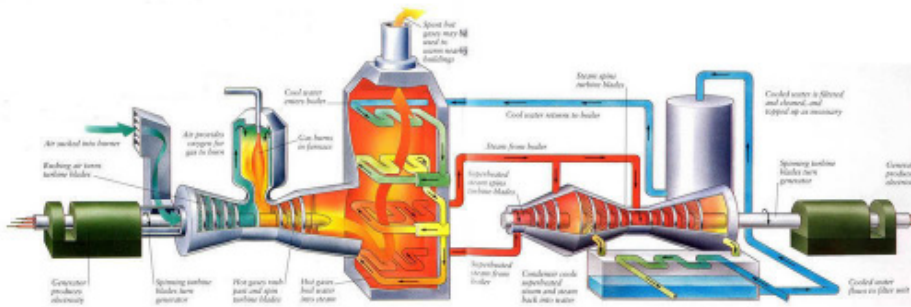


Figura 2.3: Rappresentazione d'impianto a ciclo combinato.

Oggigiorno sono affermati impianti di altissima efficienza e il continuo sviluppo tecnologico sta portando all'introduzione di impianti di nuova generazione, non solo dotati di un elevato rendimento, ma anche capaci di ridurre al massimo l'approvvigionamento di acqua [7].

La possibilità di utilizzare il calore scambiato alla sorgente inferiore di un qualsiasi ciclo termico, ai fini di un'ulteriore produzione energetica e, dunque, di un incremento del rendimento termodinamico globale, è uno degli argomenti che più hanno interessato studiosi e ricercatori nel campo della termodinamica applicata ai sistemi energetici.

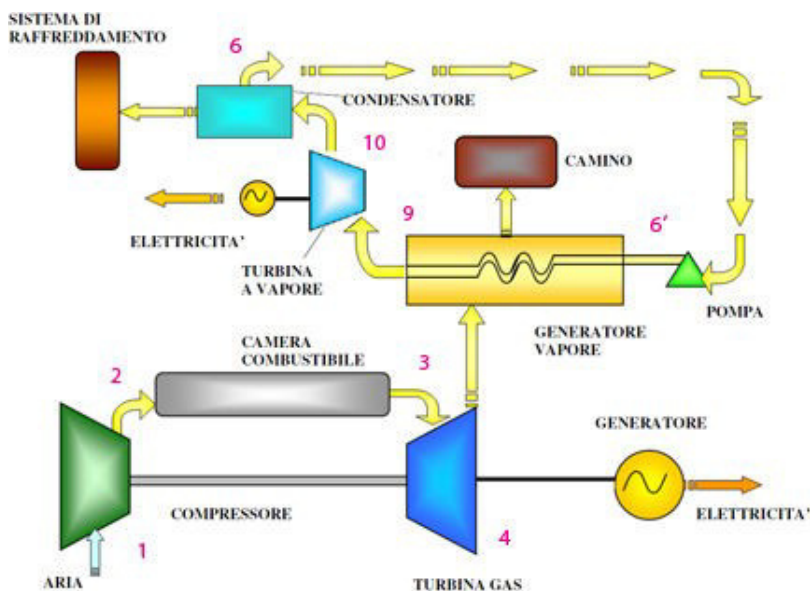


Figura 2.4: Schematizzazione impianto a ciclo combinato.

Nella produzione di energia elettrica un ciclo combinato è un insieme di macchine termiche che lavorano a capo della stessa fonte di calore, convertendola in energia meccanica, che a sua volta, generalmente, è trasformata in elettricità da opportuni generatori. In pratica si tratta di un funzionamento in cascata di turbina a gas e impianto a vapore, ottimizzando in questo modo il recupero dell'energia termica dei gas di scarico. La conversione in energia meccanica è tanto più efficiente quanto più è elevata la temperatura dei gas di scarico. La turbina a gas converte in energia elettrica più del 30% dell'energia termica prodotta in camera di combustione. L'energia termica non convertita è rilasciata come calore residuo nei gas di scarico. Nel generatore di vapore tale calore è sfruttato per portare l'acqua in condizioni di vapore surriscaldato in grado di produrre un'ulteriore quantità di energia elettrica pari a circa la metà di quella prodotta dal turbogas (Figura 2.4).

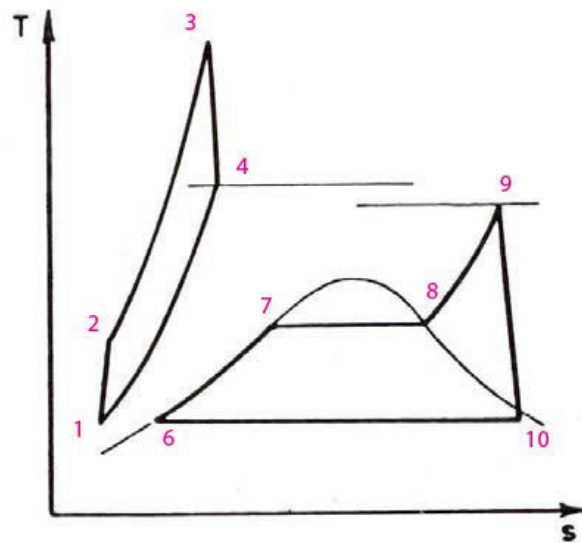


Figura 2.5: Diagramma T-s per ciclo combinato.

Tutto questo è possibile senza modificare in alcun modo la turbina a gas, già sviluppata per l'uso in ciclo semplice o il suo ciclo di lavoro (Figura 2.5), ma solo introducendo nel ciclo del vapore alcuni elementi di scambio termico tecnologicamente ben noti. Anche la turbina a vapore rimane sostanzialmente invariata sia dal punto di vista della progettazione sia dal punto di vista della tecnologia costruttiva.

Rispetto agli impianti termoelettrici tradizionali, le centrali a ciclo combinato presentano le seguenti caratteristiche [5].

- Valori di rendimento intorno al 55-56% contro 40% degli impianti a vapore a seguito di un utilizzo più razionale ed efficiente del combustibile. L'accoppiamento tra le due tecnologie del ciclo a gas operante ad alte temperature, e del ciclo a vapore, efficiente a medie temperature, porta all'ottenimento di rendimenti di conversione sensibilmente superiori a quelli degli impianti tradizionali. L'elevato rendimento è il motivo principale dell'enorme successo industriale dei cicli combinati a gas naturale.
- Ottime prestazioni ambientali dovute all'impiego di gas naturale, un combustibile pulito che non contiene polveri e con emissioni postcombustione di CO₂ molto ridotte.
- Relativa semplicità dell'impianto costituito da parti standard che hanno ormai da tempo raggiunto un'ottima maturità tecnologica e che comportano tempi ridotti di installazione e costruzione (circa 2 anni e mezzo).
- Ridotti costi di investimento.

Il ciclo combinato gas-vapore rappresenta oggi indiscutibilmente la miglior soluzione tecnologica per la produzione di energia elettrica da gas naturale, in termini di efficienza (Tabella 2.1), di emissioni e anche di costi (di investimento e operativi).

	TURBINE A GAS	TURBINE A VAPORE	MOTORI ALTERNATIVI	CICLI COMBINATI GAS-VAPORE
RANGE DI POTENZA STANDARD (MW)	1-250	0.5-200	0.1-5	5-350
RENDIMENTO ELETTRICO (valori tipici)	35-40%	35-40%	30-42%	40-60%

Tabella 2.1: Confronto soluzioni di produzione energetica.

2.3 Aspetti generali del ciclo vapore

La soluzione basata sull'impiego della turbina a vapore per la produzione di energia elettrica con ciclo a vapor d'acqua surriscaldato, ciclo Hirn, costituisce attualmente la principale applicazione (Figura 2.6). Su scala mondiale, la maggior parte della produzione di energia elettrica è realizzata da impianti operanti con ciclo Hirn, [14].

Seguendo in figura 2.7 la rappresentazione su un diagramma T-s del funzionamento del ciclo Hirn è possibile individuarne le fasi principali.

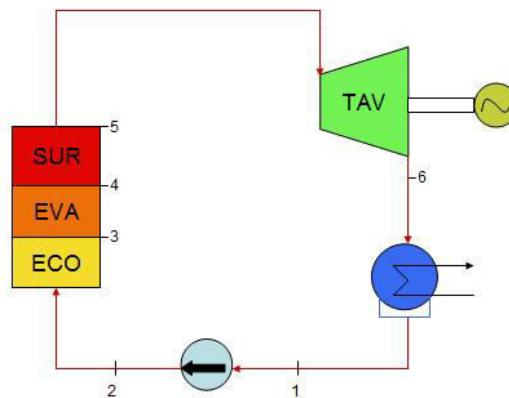


Figura 2.6: Layout impianto a vapore.

- *Compressione* (1-2). In questa fase l'acqua, prelevata da un condensatore (punto 1), è pressurizzata fino a raggiungere il valore di ammissione nel generatore di vapore (punto 2).
- *Scambio di calore in sistema aperto* (2-4). Il generatore di vapore attraverso una trasformazione isobara porta l'acqua in condizioni di vapore surriscaldato. Il liquido pressurizzato passando attraverso i fasci economizzatori raggiunge le condizioni di saturazione (punto 3). Il passaggio di fase liquido-vapore avviene nell'evaporatore con una trasformazione isotermodarica (3-4). Il vapore viene infine surriscaldato mediante il passaggio all'interno dei fasci surriscaldatori (4-5). In assenza di surriscaldamento avremmo un ciclo Rankine (4-4').

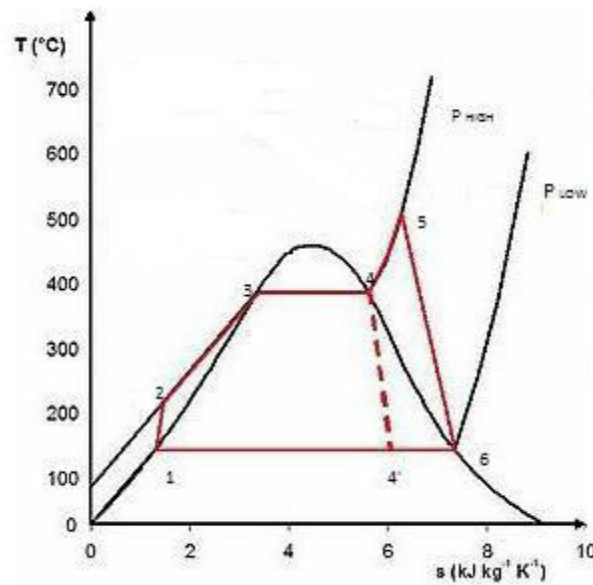


Figura 2.7: Diagramma T-s per un ciclo Hirn.

- *Espansione* (5-6). Il vapore entra in turbina ed espande fino alla pressione vigente nel condensatore (punto 6).
- *Condensazione* (6-1). In questa fase si ha lo scambio termico con la sorgente inferiore del ciclo termodinamico. Il vapore esausto in uscita dalla turbina viene condensato con trasformazione isotermodarica tramite un adeguato sistema di raffreddamento. E' necessario un mezzo refrigerante esterno connesso con un circuito ausiliario di raffreddamento, solitamente acqua o aria.

2.4 Analisi cicli combinati e relazioni per il calcolo delle prestazioni

Gli impianti combinati gas-vapore attualmente più diffusi per installazioni fisse sono gli impianti formati da turbogas con turbovapore in cascata. Tali impianti sono anche in via di diffusione per alcune applicazioni di trasporto marittimo.

Sono presenti installazioni, anche se in numero minore, di motori alternativi a combustione interna accoppiati a turbovapore relativamente ad applicazione per impianti di generazione di taglia molto minore di quelli utilizzando turbogas.

Tali impianti, siano essi con turbogas o con motore alternativo, sono classificati in due tipologie: *unfired* (Figura 2.8) se la caldaia per la produzione di vapore sfrutta esclusivamente l'energia termica posseduta dai gas esausti in uscita dalla turbina o dal motore alternativo, oppure *fired* (Figura 2.9) se i gas esausti vengono utilizzati come comburente nei bruciatori della caldaia per la produzione di vapore. Nel primo caso la potenza elettrica della sezione a gas è ampiamente superiore a quella del vapore, mentre nel secondo caso le due possono equivalersi o essere addirittura maggiore quella della sezione vapore, a seconda delle scelte impiantistiche effettuate; sicuramente il rendimento di un CCPP *fired* vedrà una diminuzione, dovuta al successivo apporto di combustibile.

Negli impianti *unfired* i gas caldi scaricati dalla turbina, o dal motore alternativo, destinati alla generazione di energia elettrica, provvedono alla produzione di vapore da far espandere in una turbina a condensazione per la generazione di ulteriore energia elettrica. Gli impianti con turbogas sono notevolmente più diffusi di quelli con motore alternativo, in quanto la disponibilità di energia termica ad alta temperatura per la produzione di vapore è molto maggiore, rendendo economicamente più conveniente il ricorso a tale ciclo, compensando i costi aggiuntivi con un buon rendimento complessivo di produzione di energia elettrica (sino al 56%).

In tali impianti l'energia elettrica si ottiene per $2/3$ dal turbogas e per $1/3$ dal turbo vapore. Gli impianti unfired basati su motori alternativi sono anch'essi caratterizzati da rendimenti complessivi altrettanto elevati (fino al 54%), ma l'energia elettrica che si ottiene, già prodotta con rendimento alquanto elevato, deriva per oltre il 90% dal motore alternativo. Tali caratteristiche rendono nella maggioranza dei casi economicamente ingiustificata la spesa e la complicazione tecnica degli impianti a fronte di un marginale incremento del rendimento globale di produzione dell'energia elettrica. In generale gli impianti combinati di tipo unfired sono caratterizzati da una scarsa flessibilità, non garantendo, in special

modo quelli con turbogas, rendimenti accettabili a carichi anche solo del 10-15% inferiore rispetto a quello nominale.

Nella tipologia d'impianti *fired* i gas caldi provenienti dai gruppi di generazione elettrica, siano essi con turbogas o con motore alternativo, sono utilizzati per una post-combustione nei bruciatori di un generatore di vapore come comburente, vista la presenza ancora rilevante di ossigeno (circa il 12% per i motori alternativi, fra il 16 e il 18% per i turbogas). In tal caso si incrementa la quantità di energia prodotta con il ciclo a vapore, raggiungendo in alcuni impianti l'equivalenza tra energia prodotta da turbogas ed energia prodotta con turbovapore.

Osservando il diagramma del recupero termico, figura 2.10, si può notare che nel caso *fired*, rispetto al caso *unfired*, la linea di raffreddamento dei gas di scarico ruota attorno al *Pinch Point*: si può ottenere dunque una minor temperatura al camino se si parte da un livello termico più elevato e produrre così una maggior quantità di vapore con pari caratteristiche termodinamiche.

Gli impianti *fired* sono caratterizzati da una maggiore flessibilità di esercizio, data la possibilità di modulare l'apporto di energia termica in post-combustione senza compromettere eccessivamente la funzionalità e il rendimento globale dell'impianto, [6].

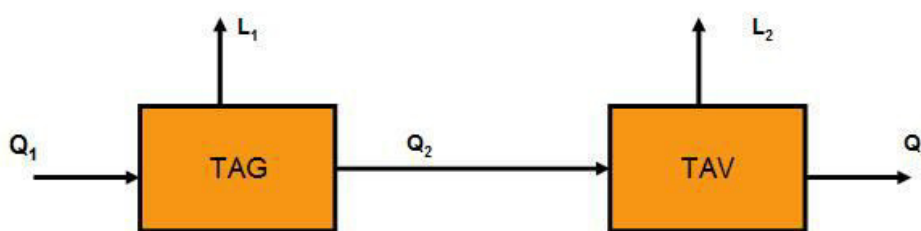


Figura 2.8: Schema di funzionamento di un impianto combinato *Unfired*

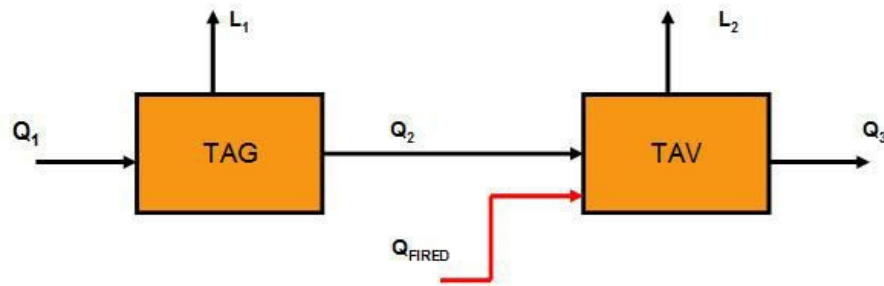


Figura 2.9: Schema di funzionamento di un impianto combinato *Fired*.

Le due tipologie impiantistiche sono gestite dalle seguenti relazioni.

Unfired:

$$\eta_{TAG} = \frac{L_1}{Q_1}$$

$$Q_2 = Q_1(1 - \eta_{TAG})$$

$$\eta_{TAV} = \frac{L_2}{Q_2}$$

$$\eta_{comb} = \eta_{TAG} + \eta_{TAV} - \eta_{TAG}\eta_{TAV}$$

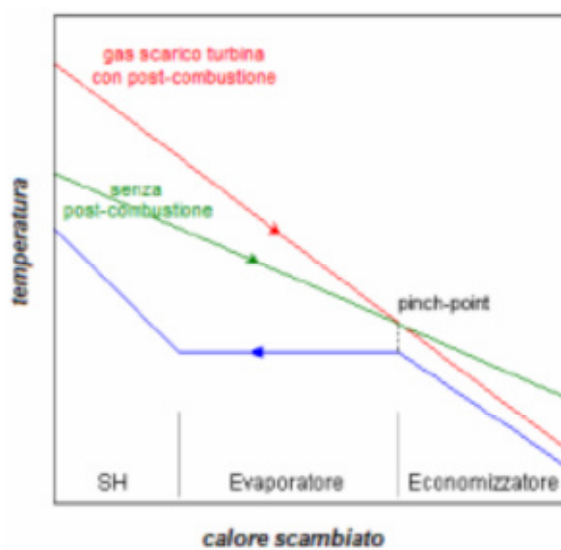


Figura 2.10: Effetti della post-combustione sullo scambio termico.

Fired:

$$\eta_{TAG} = \frac{L_1}{Q_1}$$

$$Q_2 = Q_1(1 - \eta_{TAG})$$

$$\epsilon = \frac{Q_{fired}}{Q_1}$$

$$\eta_{TAV} = \frac{L_2}{Q_2 + \epsilon Q_1}$$

$$\eta_{comb} = \frac{\eta_{TAG}}{1 + \epsilon} + \eta_2 - \frac{\eta_{TAG}\eta_{TAV}}{1 + \epsilon}$$

In figura 2.11, è evidenziata la quantità di calore Q_A che non si riesce a recuperare in caldaia. Infatti, una parte di calore Q_2 proveniente dallo scarico della turbina a gas, è rilasciata in ambiente.

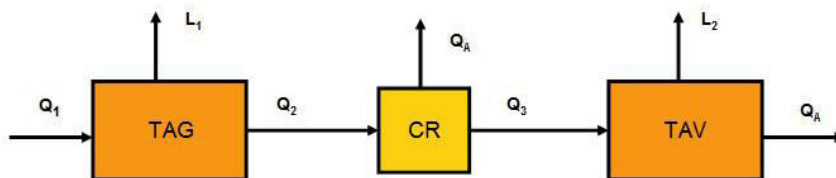


Figura 2.11: Schema di un impianto combinato Unfired con caldaia a recupero.

Definendo quindi il rendimento della caldaia a recupero:

$$\eta_{cr} = \frac{Q_3}{Q_2}$$

dalle relazioni appena viste è possibile risalire alla seguente forma:

$$\eta_{comb} = \eta_{TAG} + \eta_{cr}\eta_{TAV} - \eta_{TAG}\eta_{cr}\eta_{TAG}$$

L'equazione precedente evidenzia come il rendimento dell'intero impianto combinato dipenda dalle prestazioni complessive del gruppo caldaia a recupero/ciclo sottoposto.

Le temperature di scarico delle turbine a gas variano tra i 400 e i 600°C mentre per quanto riguarda la temperatura dei fumi al camino, T_{stack} , i valori rientrano nell'intervallo tra 90 e 150°C. Valori tipici di η_{cr} si situano intorno ai valori di 0.7-0.8.

Per ottimizzare il valore di η_{cr} è necessario abbassare il più possibile la temperatura dei fumi al camino ovvero:

- Eliminare qualsiasi rigenerazione interna al ciclo sottoposto (spillamenti), che condurrebbe acqua preriscaldata al generatore di vapore. L'acqua deve arrivare, se possibile, dal condensatore, e al limite può essere presente un degasatore, alimentato con vapore, però, prodotto in un fascio separato della caldaia a recupero.
- Adottare valori contenuti della differenza di temperatura di *Pinch Point* ΔT_{PP} .
- Scegliere bassi valori della pressurizzazione del ciclo sottoposto, in modo da avere una temperatura di saturazione più bassa [15].

Dobbiamo ricordare che l'interesse principale è massimizzare il prodotto $\eta_{\text{cr}}\eta_{\text{tav}}$. Se da un lato alcune delle soluzioni appena descritte, migliorano il primo termine, dall'altro penalizzano il secondo. Questo avviene ad esempio nel caso del terzo punto: basse pressioni del vapore determinano rendimenti η_{tav} molto contenuti, avremo così un forte recupero di calore ma il cui utilizzo risulterà poi inefficiente.

Nella pratica per massimizzare i valori del termine $\eta_{\text{cr}}\eta_{\text{tav}}$, si ricorre al frazionamento in più livelli di pressione la produzione di vapore, contenendo così le irreversibilità dello scambio termico.

2.5 La caldaia a recupero trattamento coefficienti di scambio termico

La caldaia a recupero, spesso indicata anche con gli acronimi GVR (*Generatore di Vapore a Recupero*) o HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) è il componente più peculiare dei cicli combinati: essa costituisce, di fatto, l'organo in cui avviene il trasferimento di calore tra i gas combusti provenienti dal turbogas e il fluido di lavoro del ciclo sottostante. La caldaia a recupero è costituita dai seguenti elementi caratteristici:

Economizzatore: allo scopo di ridurre il consumo di combustibile, si cerca di recuperare anche il calore residuo a bassa temperatura, attraverso apparecchi detti appunto economizzatori. Questi consentono in pratica il preriscaldamento dell'acqua, proveniente dalla pompa di alimentazione, fino a circa 5°C in meno rispetto la temperatura di saturazione. La differenza tra temperatura di uscita dall'economizzatore e la temperatura di saturazione alla pressione data è detta sottoraffreddamento o subcooling, ΔT_{sub} . Il valore di ΔT_{sub} deve essere maggiore di zero per evitare che si abbia una parziale vaporizzazione dell'acqua già dai fasci tubieri dell'economizzatore.

Evaporatore: al suo interno l'acqua è riscaldata e costretta a circolare fino a raggiungere le condizioni di saturazione. Secondo il metodo di ricircolo dell'acqua si definiscono soluzioni a circolazione naturale, assistita e forzata. Lo schema a circolazione naturale in figura 2.12 prevede una tubazione discendente e una tubazione ascendente (esposta alla fonte di calore) che convogliano il fluido al corpo cilindrico. Il corpo cilindrico rappresenta l'elemento al cui interno si ha la separazione per gravità della fase liquida da quella di vapore. La forza motrice del fluido che garantisce la circolazione della portata nel circuito dell'evaporatore è assicurata dalla differenza di pressione idrostatica, legata alla spinta di galleggiamento. Il corpo cilindrico assume notevole importanza, infatti, in caso di depressurizzazione dell'impianto, grazie alla notevole massa d'acqua che riesce a contenere, riesce a produrre il vapore necessario a riportare alla giusta pressione

d'esercizio l'impianto, ritardando la necessita dell'intervento della regolazione sulla combustione.

Lo schema costruttivo di un generatore di vapore a circolazione assistita (Figura 2.13) non si discosta di molto da quello a circolazione naturale. La differenza fondamentale è data dal metodo di circolazione della portata nel circuito dell'evaporatore: in questo caso la forza motrice del fluido, oltre che alla differenza di pressione idrostatica, viene garantita e coadiuvata da apposite pompe, le quali aspirano l'acqua dal corpo cilindrico e la inviano al collettore di ingresso dell'evaporatore.

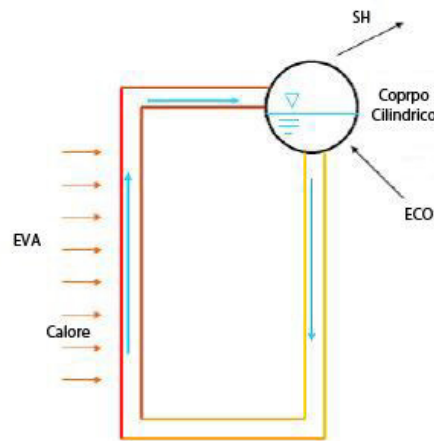


Figura 2.12: Evaporatore a circolazione naturale.

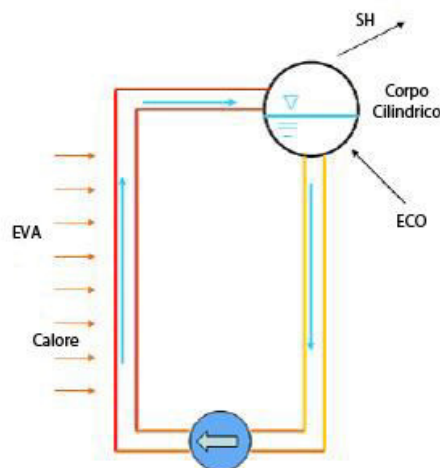


Figura 2.13: Evaporatore a circolazione assistita.

Nei generatori a circolazione forzata, la portata d'acqua introdotta è portata in condizioni di vapore attraverso un solo passaggio. Per pressioni ipercritiche (superiori a 221 bar) il passaggio da liquido a vapore è puntuale e l'evaporatore non esiste. In tal caso, la circolazione forzata è l'unica soluzione praticabile, non essendo possibile separare le due fasi, che non coesistono.

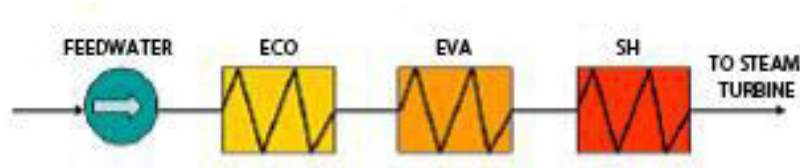


Figura 2.14: Schema di funzionamento di una caldaia a circolazione forzata di tipo Sulzer.

Soluzione alternativa per evitare la presenza del corpo cilindrico è la caldaia monotubolare Sulzer: in questo caso un solo tubo viene ripiegato più volte costituisce con continuità i tre corpi (Figura 2.14). In una soluzione di questo genere la perdita di carico attraverso la lunghissima tubazione è estremamente rilevante. Si ha poi l'inconveniente che, al punto di passaggio fra vapore saturo e fase gassosa, si ha una forte deposizione di incrostazioni saline che non possono passare nella fase vapore e si depositano sulle pareti diminuendo il coefficiente globale di scambio, con surriscaldamento della parete del tubo fino ad arrivare alla sua crisi termica (*burn-out*).

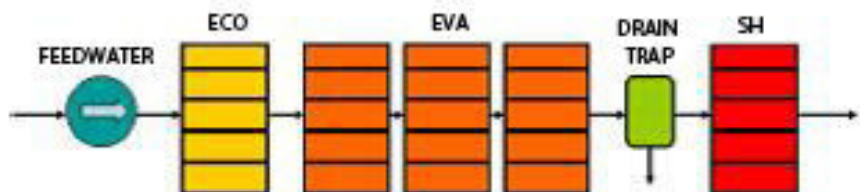


Figura 2.15: Schema di funzionamento di una caldaia di tipo Benson.

Le moderne caldaie, tipo Benson, adatte anche per generatori ipercritici, sono costituite da pannelli di tubi in parallelo (Figura 2.15), a loro volta disposti in serie. La presenza di frequenti manicotti di miscelazione uniforme periodicamente lo stato fisico dei due fluidi, e ha effetti benefici sulla stabilità del flusso. Nelle caldaie

subcritiche un barilotto di separazione, il *drain trap*, consente uno spurgo salino al termine dell'evaporatore, in parte come avviene nelle caldaie dotate di corpo cilindrico. Nelle caldaie ipercritiche, poiché si ha la diminuzione progressiva della fase liquida, (con deposizione dei sali, a seguito della minore solubilità nella fase vapore) le incrostazioni saline avvengono in modo distribuito e sono pertanto meno pericolose [16].

Surriscaldatore: per comprenderne la funzione, si deve considerare che la caldaia come finora descritta produce vapore d'acqua alla temperatura di ebollizione, cioè vapore saturo (punto a destra della curva limite superiore). Se la caldaia è ben progettata, il vapore è saturo secco, ha cioè assorbito tutto il calore latente di vaporizzazione ed ha titolo unitario.

Il vapore saturo risulta adatto solo alla fornitura di calore per condensazione; se inviato in turbina, sarà saturo umido e quindi permetterà salti di pressione relativamente bassi. A fine espansione non si può avere titolo molto inferiore rispetto a circa 0.9 per problemi di erosione del condensato sugli ultimi stadi della ST di bassa pressione. La soluzione è dunque quella di fornire nuovo calore al vapore saturo, in modo da portare il vapore in condizioni di vapore surriscaldato, incrementandone la temperatura a pressione costante.

Nelle grandi caldaie per la generazione elettrica condizioni normali di fornitura del vapore arrivano oltre i 250 bar (25 MPa) e 560°C (833 K). Per raggiungere queste temperature non è possibile sfruttare la sola conduzione attraverso i fumi; una parte dei tubi del surriscaldatore lavora normalmente per irraggiamento, sono disposti cioè a vista della fiamma e comunque nel punto più caldo possibile. Per proteggere il primo banco di surriscaldatori la caldaia nella parte superiore è dotata del cosiddetto "naso", una protuberanza refrattaria che protegge una parte del banco surriscaldatori dalla vista diretta della fiamma.

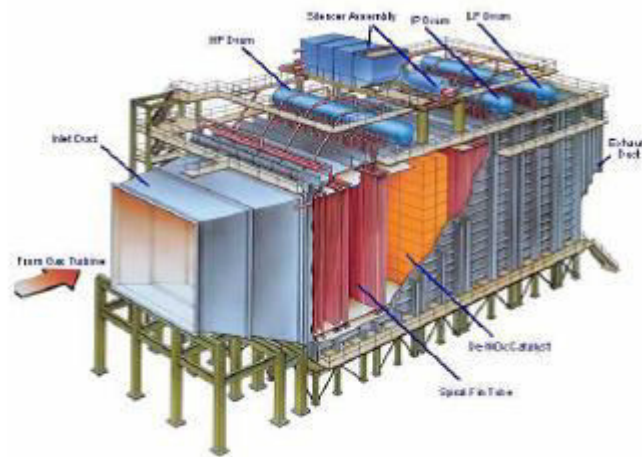


Figura 2.16: Rappresentazione di una caldaia a recupero.

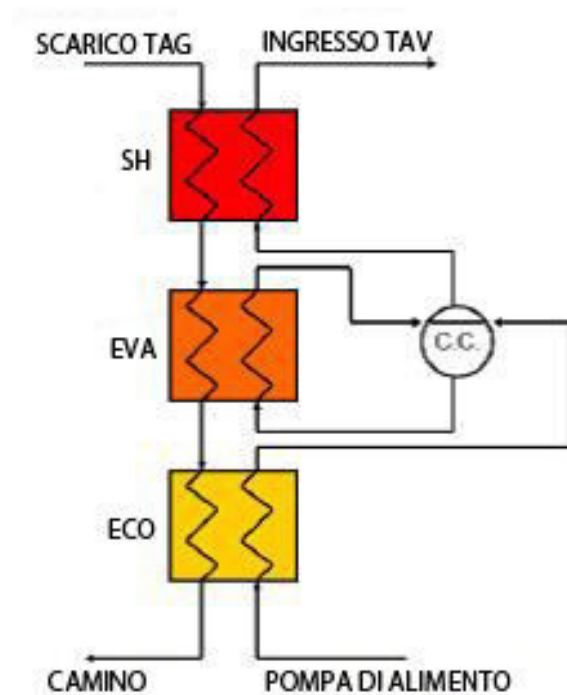


Figura 2.17: Schematizzazione di una caldaia a recupero.

La caldaia a recupero (Figure 2.16,2.17) può avere disposizione orizzontale o verticale, secondo la direzione principale dei fumi. La scelta è determinata in base a puri criteri di convenienza costruttiva e di spazi disponibili.

Nelle caldaie orizzontali i gas esausti fluiscono orizzontalmente nel condotto della caldaia, dove incontrano i tubi dei diversi scambiatori di calore, disposti verticalmente. Questa soluzione prevede generalmente la circolazione naturale ed i vantaggi ad essa associati sono relativi sia alla semplicità costruttiva sia alla facilità di inserimento e sostituzione dei moduli che la compongono. Nelle caldaie verticali i gas esausti fluiscono verticalmente nel condotto della caldaia, dove incontrano i tubi degli scambiatori disposti orizzontalmente. Questa soluzione prevede generalmente la circolazione forzata ed i vantaggi ad essa associati sono legati alla riduzione degli ingombri.

Da un punto di vista costruttivo una caldaia a recupero è profondamente diversa da una caldaia a combustione (Figura 2.18). La differenza fondamentale risiede nel fatto che nella caldaia a recupero non sono mai presenti zone in cui i gas combusti si trovino a temperature particolarmente elevate, essendo la temperatura massima imposta dalle condizioni del gas all'uscita della turbina a gas (tipicamente inferiore a 600°C).

In una caldaia a combustione, invece, la zona della fiamma supera abbondantemente i 2000°C ed in tali condizioni lo scambio termico per irraggiamento è prevalente sulla convezione. Tale condizione è critica per l'integrità fisica dei tubi. Il problema si supera disponendo il surriscaldatore al riparo della fiamma, a valle dell'evaporatore.

In virtù di tale differenza, in una caldaia a recupero è possibile:

- Realizzare la disposizione in controcorrente, ponendo il surriscaldatore in contatto con i gas a temperatura più elevata.
- Realizzare una zona dedicata all'evaporazione con semplici fasci tubieri.
- Utilizzare tubi alettati che rendono la costruzione assai più compatta ed economica.

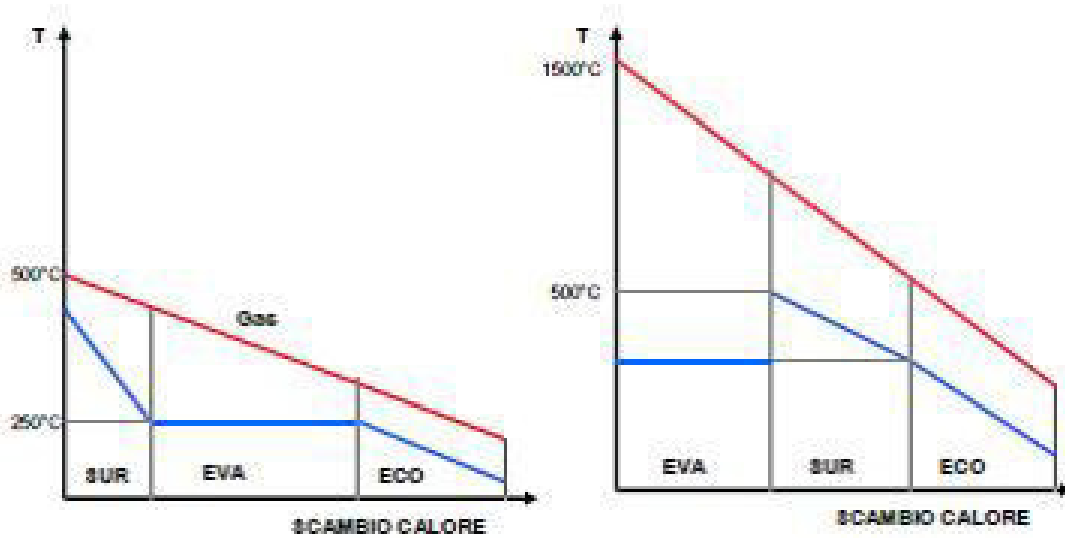


Figura 2.18: Confronto tra caldaia a recupero e caldaia a combustione.

La presenza dell'alettatura consente di offrire una maggior superficie di scambio al fluido che presenta un minor coefficiente globale di scambio convettivo, in modo da bilanciare il più possibile le resistenze termiche su entrambi i fluidi.

L'acqua in saturazione presenta normalmente coefficienti di scambio termico convettivo di almeno $10 \text{ kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$, contro valori tipici di $50\text{-}100 \text{ kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ dei gas combustibili a velocità normali.

Si ricorda che la potenza termica scambiata Q in un generico scambiatore è pari a:

$$Q = K_{tot} A \Delta T_{1,2}$$

dove K_{tot} è il coefficiente di scambio termico globale, dipendente dalle resistenze termiche:

$$\frac{1}{K_{tot}} = \frac{1}{h_{int}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{A_{int}}{\epsilon_{fin} h_{ext} A_{ext}}$$

Ricordando che $1/K_{tot}$ è la resistenza complessiva allo scambio termico e che essa è la somma delle resistenze lato interno tubo e lato esterno, si noti che la presenza dell'alettatura contribuisce a diminuire notevolmente la resistenza allo

scambio termico sul lato esterno: in pratica l'alettatura è necessaria per compensare i ridotti coefficienti di scambio sul lato fumi.

Le alette solide, più costose, garantiscono una maggiore resistenza alla corrosione rispetto a quelle serrate, il cui impiego è limitato agli impianti alimentati da gas naturale (Figura 2.19).

Nel dimensionamento della caldaia un parametro critico è la velocità dei fumi. Un aumento di v_{gas} comporta due effetti contrastanti: infatti, da un lato comporta una riduzione della sezione di passaggio (e quindi del costo) e delle superfici di scambio, in quanto aumenta il coefficiente di scambio h_{ext} ; dall'altro si ha un aumento delle perdite di carico nella caldaia.

Al crescere della velocità dei fumi, il coefficiente di scambio termico lato esterno aumenta secondo la seguente dipendenza dal numero di Reynolds:

$$h_{\text{ext}} = f(Re^{0.5/0.65})$$

La determinazione del valore ottimo di h_{ext} deriva da un compromesso fra la necessità di promuovere lo scambio termico e l'esigenza di contenere le perdite di carico, le quali aumentano notevolmente all'aumentare della velocità dei fluidi. Il calcolo della velocità che consente di raggiungere un punto di incontro fra i due fenomeni contrastanti porta ad avere perdite di carico sull'ordine dei 200-250 mm H₂O.



Figura 2.19: Tubi con alette solide (sinistra) e serrate (destra).

Un'ulteriore importante differenza fra una caldaia tradizionale a fuoco e la HRSG riguarda la temperatura dei fumi al camino, la quale varia fra 130 e 140°C

nel primo caso e fra 85 e 110°C nel secondo. Tale aspetto è da tenere sotto controllo per il fenomeno della formazione di condense acide: lo zolfo contenuto nei combustibili si ossida generando SO_2 e SO_3 , raffreddandosi poi condensa corrodendo le pareti del camino di scarico.

Come già detto il recupero di calore che avviene in caldaia, è l'aspetto fondamentale da cui dipende il rendimento dell'intero ciclo combinato. La trasformazione di fase acqua-vapore comporta un processo isotermobarico che introduce, in alcune zone della caldaia, forti differenze di temperatura fra i due fluidi termo vettori.

In sintesi, i fattori di perdita energetica determinanti, che non consentono il recupero completo di calore nel HRSG sono:

- Le elevate differenze di temperatura fra i due fluidi evolventi.
- La temperatura dei gas al camino superiore a quella ambiente.
- Ulteriori perdite dipendono dalla portata di vapore evolvente, [17].

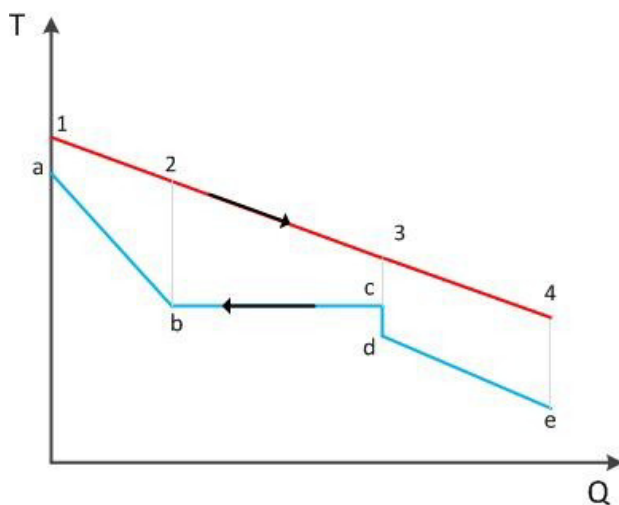


Figura 2.20: Diagramma di scambio termico per una caldaia a recupero monolivello.

Cominciando a trattare, per semplicità, una caldaia ad un solo livello di pressione (Figura 2.20) possiamo notare come la disposizione in controcorrente sia indispensabile al fine di surriscaldare il vapore, a beneficio del rendimento del ciclo, e di poter sfruttare il preriscaldamento del liquido per recuperare una quota ulteriore di calore dai gas.

La possibilità di preriscaldare l'acqua sfruttando il contenuto termico, altrimenti irrecuperabile del gas, uscente dalla sezione di evaporazione rende controproducente, nei cicli a recupero, la pratica della rigenerazione.

Lo scambio termico tra gas e vapore è, in generale, caratterizzato da alcune differenze di temperatura caratteristiche:

- ΔT di Pinch Point: minima differenza di temperatura in fase di saturazione dell'acqua, tra i gas in uscita dai banchi evaporatori e la temperatura di evaporazione dell'acqua. In figura 2.20 è rappresentata dalla distanza 3-c.

La determinazione di ΔT_{PP} deriva da un problema di ottimizzazione tecnico-economica (Figura 2.21). Da un lato, al fine di perseguire le migliori prestazioni energetiche, è opportuno ridurre ΔT_{PP} , poiché è vantaggioso avvicinare il più possibile le curve di temperatura di gas e vapore, dall'altro, per evitare il cospicuo incremento dei costi che deriverebbe dall'adozione di superfici di scambio sempre più grandi, è ragionevole adottare ΔT_{PP} non troppo piccoli. Tipici valori di ΔT_{PP} sono 7-8°C per impianti ad elevate prestazioni e 15-20°C per caldaie economiche.

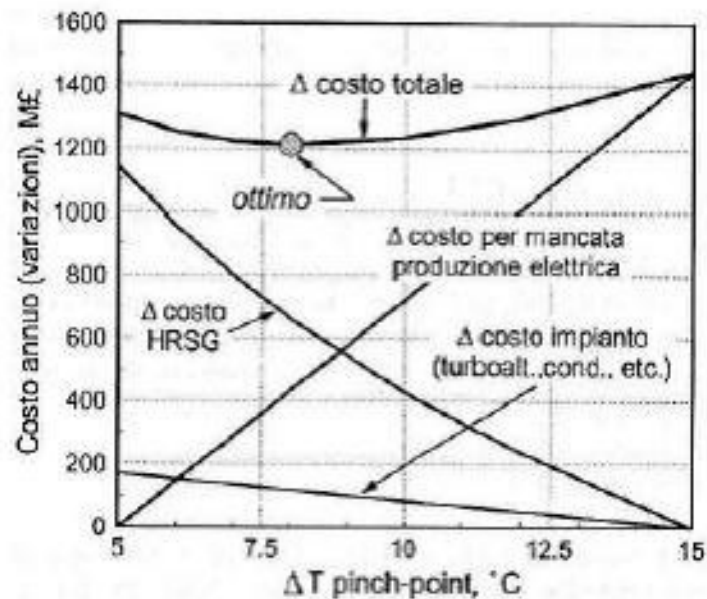


Figura 2.21: Valutazione dei costi al variare del ΔT_{PP} .

- ΔT di Approach Point: minima differenza di temperatura nel surriscaldatore, tra i gas in ingresso alla caldaia e la temperatura del vapore. In figura 2.20 è rappresentata dalla distanza 1-a.
- ΔT di subcooling: differenza di temperatura fra quella di evaporazione e quella dell'acqua in uscita dall'economizzatore. In figura 2.20 è rappresentata dalla distanza c-d. La presenza del sottoraffreddamento all'ingresso del corpo evaporatore è un accorgimento di progetto inevitabile per eliminare i rischi di evaporazione prematura nei fasci tubieri dell'economizzatore, che comporterebbe un blocco temporaneo nella portata dei tubi, a causa del volume occupato dalle bolle di vapore. Valori ottimali di subcooling risiedono fra i 5 e i 15°C.

Valutando le conseguenze dell'aumento dei ΔT citati in termini di variazione di potenza sviluppata dal ciclo a recupero in tabella 2.2, si scopre che gli effetti più consistenti sono legati al ΔT_{PP} . La scelta di quest'ultimo è dunque particolarmente importante per il rendimento del ciclo a vapore [14].

	CASO BASE	ΔT Pinch Point		ΔT Approach Point		ΔT Subcooling	
		5°C	20°C	10°C	50°C	0°C	20°C
POTENZA ELETTRICA LORDA TURBINA A VAPORE (MW)	65.2	66.52 (+2.0%)	62.62 (-4.0%)	65.66 (+0.7%)	64.46 (-1.1%)	66.46 (+1.9%)	64.03 (-1.8%)
PORTATA DI VAPORE (kg/s)	67.19	68.49	64.58	66.32	68.7	68.44	66
TEMPERATURA DEI GAS AL CAMINO (°C)	147	140.5	160.1	148	145.3	140.7	153

Tabella 2.2: Influenza della variazione delle differenze di temperatura caratteristiche sulle prestazioni dell'impianto.

Approach Point e Pinch Point risultano pertanto dati vincolanti per il progetto della caldaia che, fissati ΔT_{PP} , ΔT_{sub} e ΔT_{AP} , si basano sull'equilibrio energetico nella zona a monte del Pinch Point stesso. Si noti l'equazione di bilancio entalpico seguente con riferimento alla figura 2.20.

$$m_{gas}Cp_{gas}(T_1 - T_3) = m_{vap}[H_{vap}(T_1 - \Delta T_{AP}) - H_{vap}(T_3 - \Delta T_{PP} - \Delta T_{sub})]$$

Una valutazione energetica globale dello scambio termico, che ipotizzi invece la temperatura all'uscita della caldaia, potrebbe incorrere nella violazione della seconda legge della termodinamica, l'Enunciato di Clausius, come evidenziato in figura 2.22. Risulta quindi necessario verificare che il valore di ΔT_{PP} sia positivo.

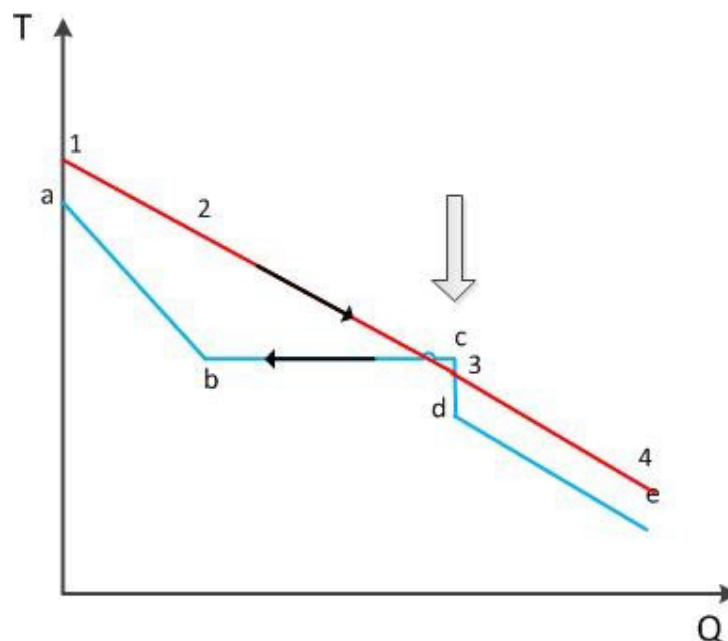


Figura 2.22: Violazione della seconda legge della termodinamica (Enunciato di Clausius).

La temperatura dei gas al camino, una volta determinata la massa di vapore m_v , è determinata dall'equilibrio energetico della zona di caldaia a valle del Pinch Point:

$$m_{gas}Cp_{gas}(T_3 - T_4) = m_{vap}[h_v(T_3 - \Delta T_{PP} - \Delta T_{sub}) - h_v(T_e)]$$

La soluzione monolivello è adottata solo in impianti di piccola taglia e in impianti cogenerativi, nei quali si predilige la semplificazione impiantistica (con conseguente riduzione dei costi di investimento) a scapito del rendimento di un ciclo non ottimizzato.

Negli impianti di taglia superiore, i *cicli bottom* a vapore sono caratterizzati da più livelli di pressione. Tale soluzione consente di limitare le dissipazioni del potenziale termodinamico legate agli scambi termici sotto differenze finite di temperatura. Si produce così vapore ad alta pressione (e ad alta temperatura), abbassandola progressivamente man mano che i gas vengono raffreddati.

Per ogni livello di pressione, anche la disposizione relativa dei banchi di preriscaldamento, evaporazione e surriscaldamento (ed eventuale risurriscaldamento) è realizzata in modo da minimizzare le irreversibilità dello scambio termico. L'eventuale presenza del surriscaldatore è un'opzione che consente di aumentare il livello medio di temperatura cui è introdotto il calore. In questa configurazione generalmente il vapore espanso in turbina di alta pressione viene riportato in caldaia per una nuova fase di surriscaldamento [14].

Si analizzano ora alcuni schemi in dettaglio:

- Monolivello di pressione (Figura 2.23). L'acqua proveniente dal condensatore viene mandata nella caldaia a recupero dopo essere stata portata alla pressione desiderata, prosegue in ingresso alla turbina. In questo caso i valori di pressione sono generalmente compresi tra i 30 e i 70 bar.

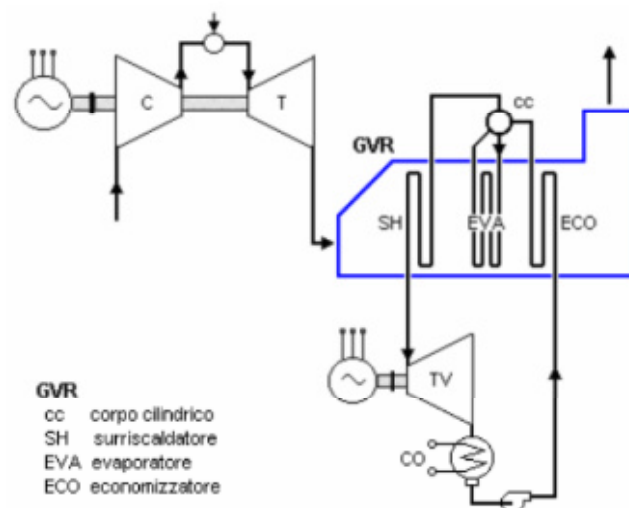


Figura 2.23: Schematizzazione HRSG ad un livello di pressione.

Il rendimento di questa configurazione non è molto elevato perché la caldaia non garantisce un efficiente recupero del calore, e ciò è testimoniato dall'elevata temperatura al camino che di solito non scende di sotto i 170°C. Questa configurazione è indicata quando si ha la possibilità di usare combustibili poco costosi, o ricchi di zolfo che potrebbero indurre conseguenze problematiche al camino. Con questa configurazione si ottengono rendimenti $\eta=46-48\%$.

- Doppio livello di pressione (Figura 2.24). L'efficienza del ciclo può essere migliorata utilizzando una caldaia a due livelli di pressione: l'acqua entra in caldaia a recupero con due livelli di pressione distinti, uno per il circuito di bassa pressione ed un altro per il circuito di alta. In ambedue i casi si ottiene vapore surriscaldato che viene inviato a due sezioni distinte della turbina. L'impianto in questo caso è più costoso, perché la caldaia a recupero è più complessa e ricca di elementi. Con questa configurazione si ottengono rendimenti $\eta=49-52\%$.

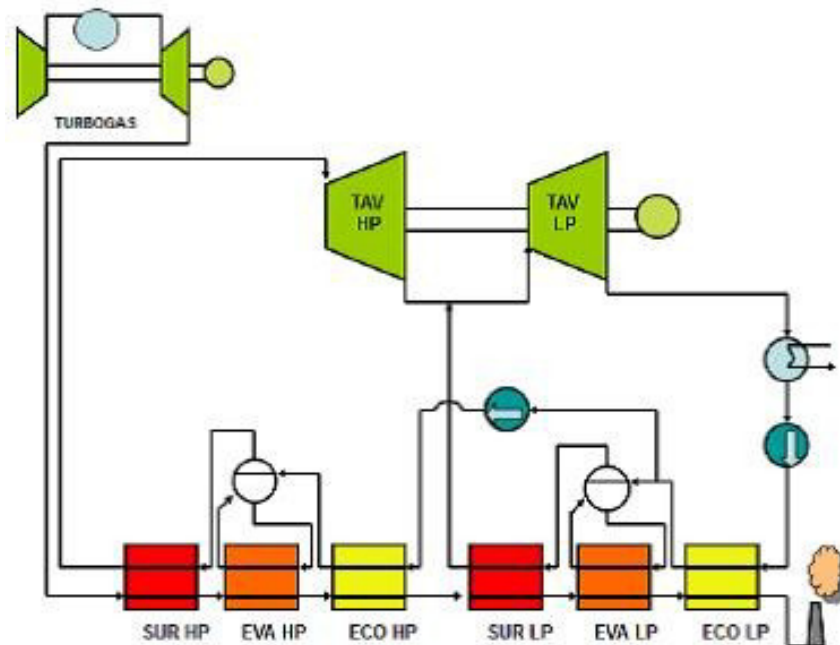


Figura 2.24: Schematizzazione HRSG a doppio livello di pressione.

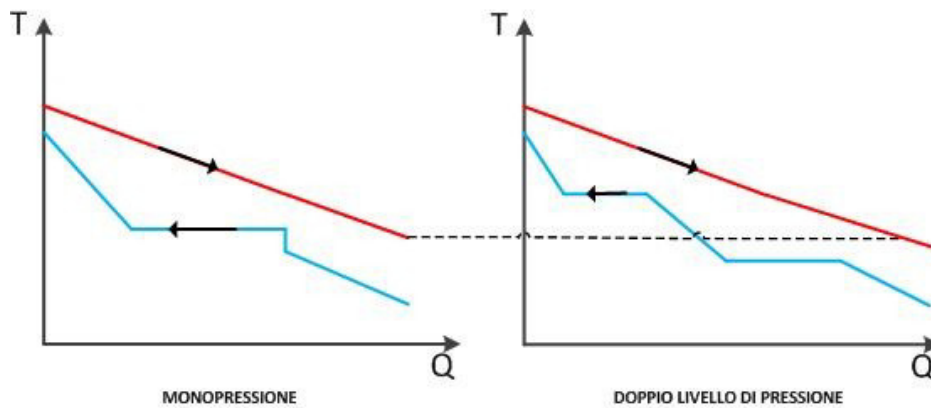


Figura 2.0.25: Confronto HRSG mono e doppio livello di pressione.

Dal confronto fra le due soluzioni sopra analizzate (Figura 2.5) si può notare come l'area fra le due curve si riduca notevolmente nel caso di due livelli di pressione, questo è indice di un migliore scambio e di minori irreversibilità dovute a una più bassa differenza fra le temperature di gas e acqua-vapore. E' inoltre possibile vedere come, nel caso di doppio livello di pressione, la temperatura al camino risulti sensibilmente più bassa a fronte di un maggior recupero di calore in caldaia.

- Triplo livello di pressione. Seguendo il solito principio si riescono ad ottenere le più elevate efficienze di impianto passando ad una configurazione con triplo livello di pressione. La temperatura dei gas al camino raggiunge in questa situazione valori prossimi ai 100°C ed il rendimento η raggiunge valori del 52-55%, [17].

Capitolo 3

Le turbine a vapore

Le turbine a vapore sono un sistema meccanico che estraggono energia termica dal vapore pressurizzato e la tramutano in energia meccanica, che mette in rotazione un albero.

La concezione moderna della turbina a vapore è dovuta a Sir Charles Parsons che nel 1884 sviluppò il primo modello connesso ad una dinamo che generava circa 7,5 kW di elettricità. L'invenzione di Parson ebbe un notevole impatto sulla società rendendo disponibile e a basso costo l'energia elettrica e rivoluzionando il trasporto navale.

Negli anni a seguire furono sviluppate molte variazioni al modello di Parson: la turbina di De Laval (inventata da Gustaf De Laval) accelerava il vapore fino alla piena velocità prima che entrasse in contatto con le pale rotoriche.

Uno dei moderni fondatori della teoria sulle turbine a vapore fu Aurel Stodola, fisico e ingegnere slovacco il cui più famoso lavoro fu "Die Dampfturbinen und ihre Aussichten als Wärmekraftmaschinene" [18]. Nel 1922 pubblicò un altro importante libro: "Dampf und Gas Turbinen"[19].

La turbina di Brown-Curtis, di tipo ad azione, fu sviluppata e brevettata dalla compagnia statunitense International Curtis Marine Turbine Company e fu usata dagli inizi del '900 sulle navi mercantili e da guerra della John Brown&Company.

Le turbine a vapore raggiungano un incredibile varietà di dimensioni, partendo dalle unità più piccole con 0,75 kW, utilizzate come motrice per pompe, compressori e altri alberi rotanti, fino alle unità da 1500MW, utilizzate per la produzione elettrica.

Ad oggi esistono innumerevoli classificazioni per le turbine a vapore: per massimizzare l'efficienza della turbina, il vapore viene fatto espandere in stadi, formati da parte statorica e rotorica. Questi stadi sono caratterizzati da come il vapore espande attraverso di essi e sono chiamati stadi ad impulso o a reazione. La maggior parte delle turbine a vapore presenti sul mercato utilizza un mix tra le due tipologie di stadi [20].

3.1 Generalità sulle turbine a vapore

Le turbine a vapore vengono utilizzate in un ampio range di applicazioni: dal *mechanical drive*, come macchine motrici per pompe o compressori, fino alle applicazioni per *power generation*.

Nel settore della produzione energetica la turbina a vapore occupa senza dubbio una posizione centrale, essendo in grado di accettare molteplici soluzioni come fonti primarie di energia: queste possono variare dal classico generatore di vapore a combustibile fossile, alle caldaie a recupero negli impianti combinati, al recupero di biomasse, sino ai reattori nucleari.

Il funzionamento delle turbomacchine motrici è basato sulla trasformazione dell'energia potenziale cinetica del fluido in forma meccanica: in particolare, le turbine a vapore trasformano l'energia termica del vapore in energia meccanica disponibile all'albero della macchina [21].

Gli elementi costitutivi fondamentali in cui avviene questa trasformazione possono essere divisi in:

- organi statorici
- organi rotorici

I primi sono organi fissi, costituiti da canali convergenti (si tratta essenzialmente di ugelli di espansione): in questi il vapore subisce contemporaneamente una caduta di pressione ed un aumento di velocità, e quindi l'energia contenuta inizialmente sotto forma di pressione è trasformata parzialmente o integralmente in energia cinetica.

I secondi, invece, con canali a sezione convergente o costante, convertono l'energia cinetica in energia meccanica ceduta all'albero attraverso opportune palettature. Nel caso in cui le palette mobili abbiano canali convergenti, si parla di stadio a reazione e il fluido continua ad espandere. Se il canale rotorico è a sezione costante, lo stadio prende il nome di stadio ad impulso e il fluido non espande attraverso le pale rotoriche.

Uno statore ed un rotore costituiscono uno "stadio": una turbina a vapore è costituita da diversi stadi, in ciascuno dei quali si ripetono gli stessi fenomeni fondamentali. Più stadi raggruppati insieme formano un "tamburo" o *drum*.

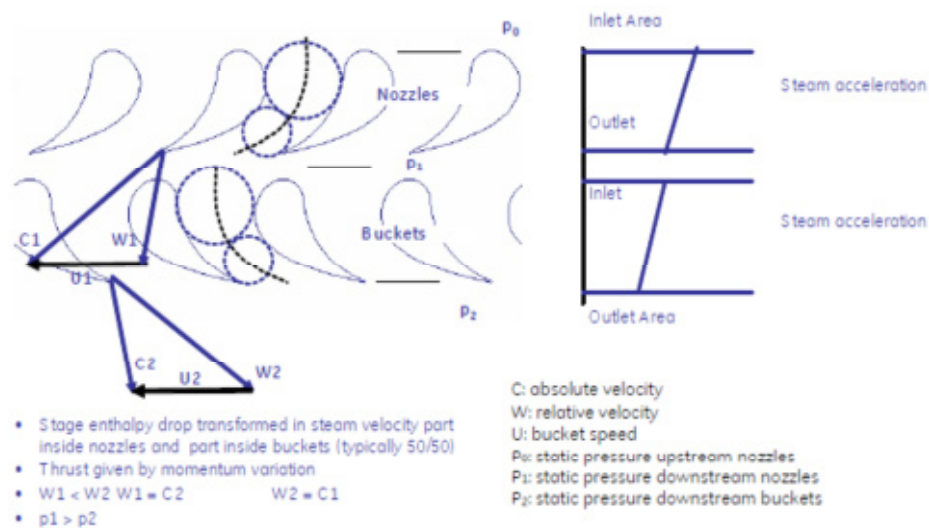


Figura 3.1: espansione in uno stadio a reazione.

Il rapporto tra salto entalpico statico nella schiera rotorica ed il salto entalpico statico complessivo dell'intero stadio viene definito come "grado di reazione":

$$R = \frac{\Delta H_{rot}}{\Delta H_{stad}}$$

Se tutto il salto entalpico viene smaltito nello statore (e quindi $R=0$) si parla di stadio ad azione o *impulse stage*, si dice invece a reazione o *reaction stage* se il salto è ripartito fra statore e rotore ($0 < R < 1$). A parità di caduta entalpica totale, negli stadi a reazione il fluido subisce una minore escursione della velocità assoluta manifestando un miglior rendimento massimo (Figura 3.1) e soprattutto un andamento più "piatto" del rendimento, che consente più ampie escursioni di velocità senza eccessiva penalizzazione energetica. Per contro, un solo stadio ad azione abbassa più di quello a reazione l'entalpia del fluido, con il vantaggio di far aumentare in maggior misura la portata volumetrica a valle consentendo così di far crescere più rapidamente il diametro medio e l'altezza delle palettature successive (Figura 3.2).

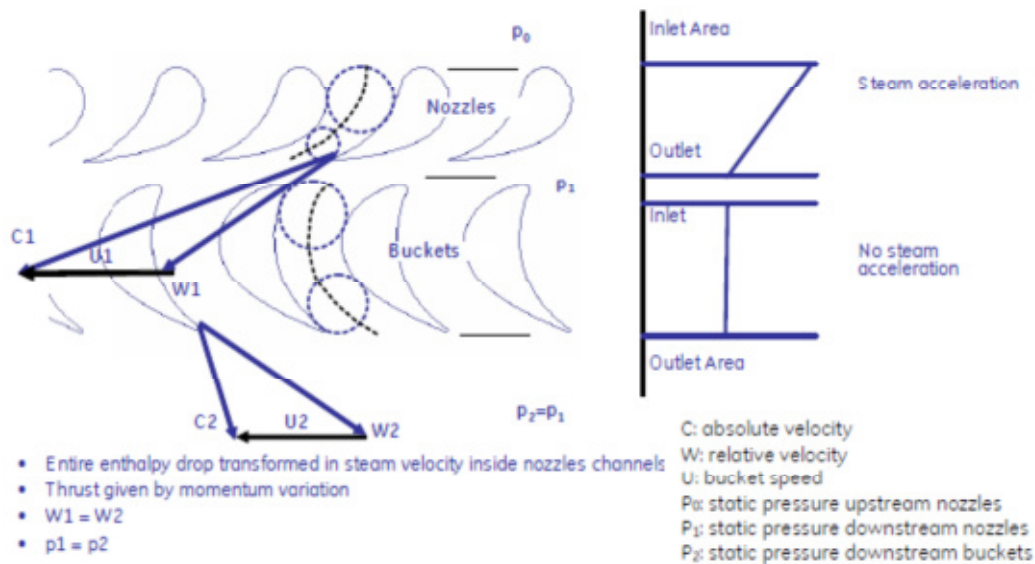


Figura 3.2: espansione in uno stadio ad azione.

Infine gli stadi ad azione sono parzializzabili e quindi consentono l'ammissione in un arco limitato quando la portata volumetrica del fluido è piccola e richiederebbe in stadi a reazione palette eccessivamente corte (con forti perdite per fuga, al tip della pala). In alternativa per una macchina a reazione la

parzializzazione può essere solo ottenuta attraverso la variazione della portata di vapore (variazione della sezione d'ingresso della valvola d'immissione) con conseguente abbassamento dell'efficienza ai carichi parziali [22].

Una turbina a vapore è spesso costituita da uno o due stadi a azione in testa seguiti da numerosi stadi a reazione. Infatti, se è pur vero che il rendimento massimo di palettatura dello stadio ad azione è più basso di quello a reazione, le perdite si recuperano negli stadi successivi, perciò la lieve differenza non si presenta più rilevante. In questo modo lo stadio a reazione permette di avere alti picchi di efficienza e lo stadio ad impulso (o di controllo) permette di mantenere alta l'efficienza anche durante i carichi parziali.

La potenza W fornita dalla turbina è data da:

$$W = \eta \dot{m} \Delta H_{tav}$$

Dove:

- η rendimento volumetrico,
- \dot{m} portata in massa del fluido che evolve in turbina nell'unità di tempo.
- Δh_r differenza di entalpia totale, al netto dei fenomeni dissipativi del fluido tra ingresso ed uscita turbina.

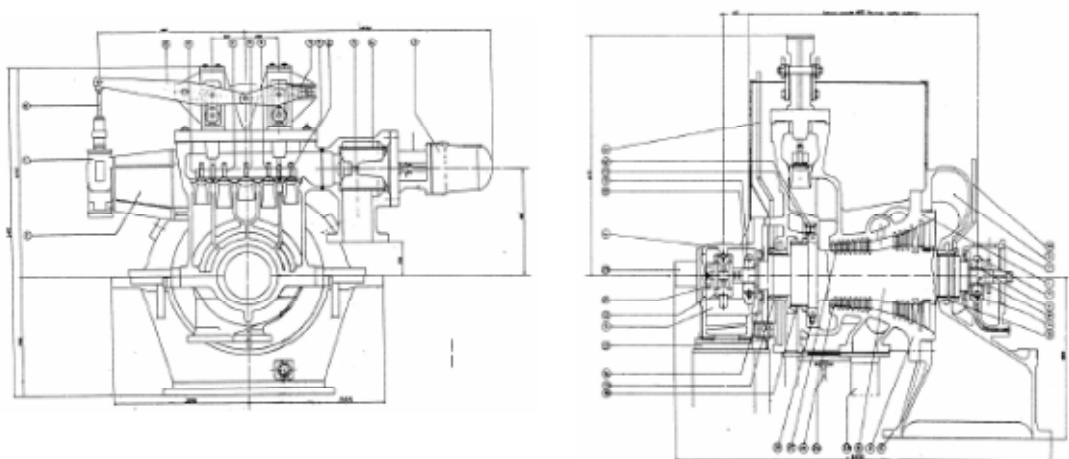


Figura 3.3: Sezione e disegno di una tipica turbina a condensazione.

In ciascuna turbina a vapore si possono riconoscere alcuni elementi caratteristici (Figura 3.3):

- Cassa
- Valvole di chiusura rapida e valvole di regolazione
- Albero
- Palettatura fissa e mobile
- Supporti
- Cuscini portanti e reggispinta

Poichè ogni singola macchina è chiamata ad operare in condizioni che variano da impianto ad impianto, essa viene realizzata praticamente su misura per il cliente che la richiede. Nonostante ciò si tende ad utilizzare il più possibile, gruppi di elementi standardizzati in modo da ridurre sia i tempi di progettazione e realizzazione, quindi i costi del prodotto, sia le scorte di magazzino necessarie alla produzione e alla gestione della macchina stessa.

3.1.1 Casse

Generalmente le casse sono ottenute da grezzi, unificati realizzati per fusione o per saldatura (casse scarico). In fonderia sono prodotte determinate classi di grezzi dai quali, mediante opportune lavorazioni (generalmente diverse da esemplare ad esemplare), si ottengono le casse finite.

Le casse di taglie diverse di una stessa famiglia sono realizzate in similitudine, secondo la serie unificata Ra 10 di Renard (UNI 2017), che definisce le serie di dimensioni lineari nominali per organi meccanici. La ragione della serie Ra 10 è $^{10}\sqrt{10} = 1.259$, arrotondata a 1.25. I valori della serie presentano, tra termini consecutivi incrementi, approssimativamente regolari pari al 25%.

3.1.2 Rotore

L'albero o rotore della turbina a vapore si ricava mediante lavorazione al tornio di un forgiato; la ralla del cuscono reggispinta è realizzata di pezzo

sull'albero. Per le palettature rotoriche vengono ricavate delle cave lavorate, di sezione diversa secondo il tipo di piede, durante l'assemblaggio le pale saranno fatte scorrere nelle cave ed infine fermate, mediante appositi sistemi di bloccaggio.

3.1.3 Valvole di regolazione e valvole VCR

Lo scopo delle valvole di regolazione (Figura 3.4) è di adattare la portata del vapore attraverso la turbina in funzione del carico richiesto, effettuando una regolazione per parzializzazione. La portata sarà aumentata o diminuita secondo le modalità di funzionamento dell'impianto.

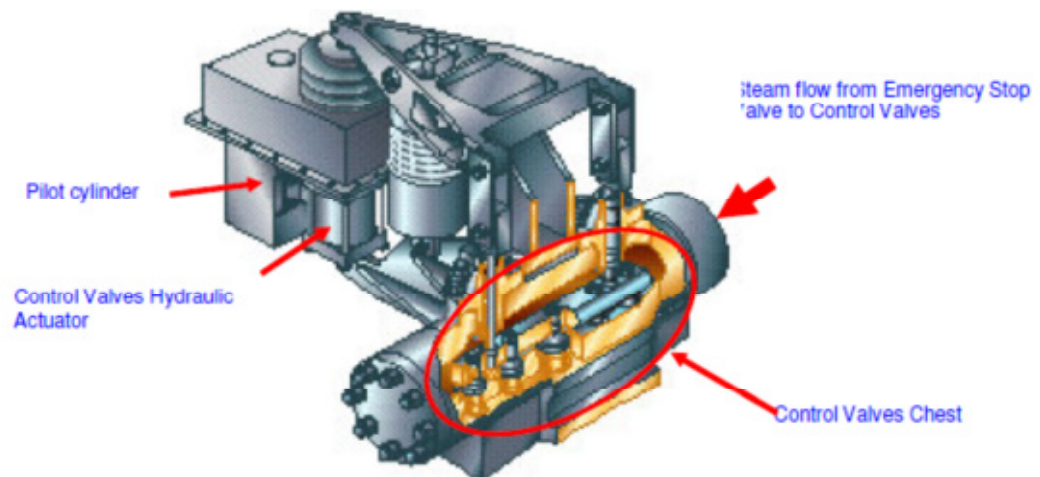


Figura 3.4: Spaccato di valvola di regolazione.

Il flusso di vapore viene regolato da quattro o cinque valvole azionate da una barra orizzontale controllata idraulicamente. Solitamente i condotti del settore di distribuzione sono riuniti in gruppi e ciascun gruppo è alimentato attraverso una propria valvola. Per i bassi carichi vengono aperte (completamente o in parte) due valvole, che si aprono insieme per bilanciare la spinta sulla ruota ad azione, che regolano l'ammissione a due gruppi di cui sopra: per carichi maggiori resta completamente aperta la valvola di quel gruppo e comincia ad aprirsi quella del secondo gruppo e così via. L'apertura delle diverse valvole avviene in sequenza: ciascuna di esse sarà in fase di regolazione quando tutte le altre che la precedono nella sequenza si trovano completamente aperte, e quelle che la seguono ancora chiuse. In questo modo solo una parte del vapore, e non tutta la portata, subisce una laminazione nell'attraversamento delle valvole.

Le valvole di chiusura rapida *VCR*, rappresentano invece un organo di sicurezza della macchina, infatti, queste impediscono l'ingresso del vapore in macchina, nel momento in cui si manifesti un malfunzionamento. Quest'organo quindi rappresenta un elemento chiave per la sicurezza della macchina e degli operatori.

3.1.4 Palettature

Le palettature possono essere cilindriche o svergolate. Questo secondo tipo di pale viene introdotto solo quando la loro altezza è tale da non rendere più trascurabili le variazioni in senso radiale, rispetto alle condizioni medie assunte, del fluido evolvente.

Nelle turbine a vapore realizzate in GE-Nuovo Pignone, le palettature svergolate sono utilizzate principalmente negli ultimi stadi delle turbine a condensazione e sono già a geometria del profilo definita, mentre le geometrie delle pale dei tamburi precedenti sono ricavate dal codice di calcolo a seconda delle esigenze termodinamiche e meccaniche.

3.1.5 Cuscini portanti e reggispinta

I cuscini portanti hanno il compito di sostenere il rotore. Sono alloggiati nei supporti anteriori e posteriori e sono generalmente del tipo a 5 PAD.

Sono costituiti da una semi-conchiglia inferiore ed una superiore alloggiate in un anello diviso in due parti. Quando il rotore della turbina ruota, aspira olio dai fori e lo spinge in pressione nel meato albero-cuscino generando la potenza necessaria a sostenere il peso dell'albero.

I cuscini reggispinta hanno lo scopo di trasferire al supporto la spinta assiale residua (cioè non bilanciata all'interno della macchina) dell'albero. Sono costituiti essenzialmente da una sede divisa in due semianelli su cui sono applicati i tacchetti oscillanti in modo da formare due superfici anulari.

Va notato che nei cuscini in precedenza illustrati, l'olio manifesta due funzioni fondamentali:

- Lubrificazione vera e propria con la formazione di uno strato fluido portante nonché asportazione del calore che si sviluppa per dissipazione di energia all'interno del fluido stesso.
- Asportazione del calore che si propaga per conduzione e irraggiamento delle parti a diretto contatto con il calore verso l'estremità dell'albero.

La mancanza totale o parziale, seppure temporanea, dell'olio di lubrificazione a macchina calda, anche se non in marcia, determina il surriscaldamento e l'eventuale danneggiamento dei cuscini. Esistono dei sistemi *run-down* utilizzati quando la macchina calda viene arrestata, e *cool-down*, utilizzati quando si attende il raffreddamento dell'albero.

3.2 Turbine a vapore Nuovo Pignone

Le turbine a vapore realizzate da GE-Nuovo Pignone nella sede di Firenze sono generalmente di tipo misto, cioè con stadi ad azione e stadi a reazione. Lo stadio ad azione, dove è possibile adottare la regolazione del flusso per parzializzare (cioè alimentare in modo parziale la sezione anulare di ingresso, attraverso un solo settore), mantiene un buon rendimento, seppur minore di quello degli stadi a reazione, in un ampio range di condizioni termodinamiche del vapore in ingresso. Gli stadi a reazione hanno un buon rendimento di espansione, e ciò consente di recuperare parzialmente le perdite per attrito dello stadio ad azione.

Combinare uno stadio ad azione con stadi a reazione permette così di realizzare turbine con la migliore efficienza a fronte di varie condizioni del vapore e di velocità di rotazione (alto rendimento con grande flessibilità operativa).

Gli stadi ad azione sono realizzati secondo lo schema generalmente detto "diaframma-disco": le pale rotoriche sono installate su dischi ricavati direttamente

dall'albero e fissate tramite attacco ad abete a 3-4 lobi, mentre le pale statoriche sono montate su diaframmi supportati dalla cassa.

Per le macchine a reazione si utilizza invece la tecnologia del “rotore a tamburo”: le pale rotoriche sono montate direttamente sull'albero, mentre quelle statoriche sono montate su appositi portapale. Questi supporti, che devono resistere alla pressione e alla temperatura del vapore, assieme alla cassa esterna formano una struttura a “doppio guscio”, che permette di avere una cassa più sottile, una bassa inerzia termica e più contenuti tempi di avviamento. La cassa turbina è divisa orizzontalmente. Nelle turbine a contropressione ciascuna metà della cassa è realizzata con un getto di acciaio, mentre la cassa esterna delle macchine a condensazione è composta di una sezione di alta pressione collegata ad una di bassa. La sezione di bassa pressione è fatta di ghisa o acciaio.

Le turbine sono dotate di una o due flange d'ingresso vapore poste nella parte superiore della cassa, detto “castello valvole” o *steam chest*.

La progettazione per nuove applicazioni per cui non possano essere riadattate turbine già esistenti previa piccole modifiche, si basa sulla combinazione di famiglie standardizzate di sezioni di macchina frontali, intermedie e posteriori.

Le sezioni frontali e posteriori sono scelte in base alle caratteristiche termodinamiche e di portata del vapore in ingresso e allo scarico; di conseguenza le due parti vengono connesse con un numero sufficiente di parti intermedie in modo da ottenere il massimo rendimento desiderato dalla turbina.

3.2.1 Turbine a contropressione

Le turbine a contropressione (Figura 3.5) sono per la maggior parte utilizzate in applicazioni *mechanical drive*, in altre parole come macchine motrici per compressori centrifughi e trovano largo impiego negli impianti di processo.

In generale sono installate tra due linee di vapore a pressione differente; il vapore allo scarico è solitamente utilizzato per soddisfare esigenze di impianto.

Possono essere utilizzate anche in impianti cogenerativi, dove sono talvolta utilizzate per espandere il vapore fino alla pressione atmosferica in un condensatore a pozzo caldo, utilizzato come scambiatore di calore per produrre acqua per teleriscaldamento.

Questo tipo di turbina è particolarmente adatto per iniettare/estrarre vapore a pressioni intermedie, adattando il numero di supporti delle pale e il numero di stadi al loro interno in modo da soddisfare le esigenze di vapore iniettato/estratto al massimo delle prestazioni della macchina. Analoghe considerazioni possono essere estese alle macchine a condensazione, illustrate nel paragrafo successivo.

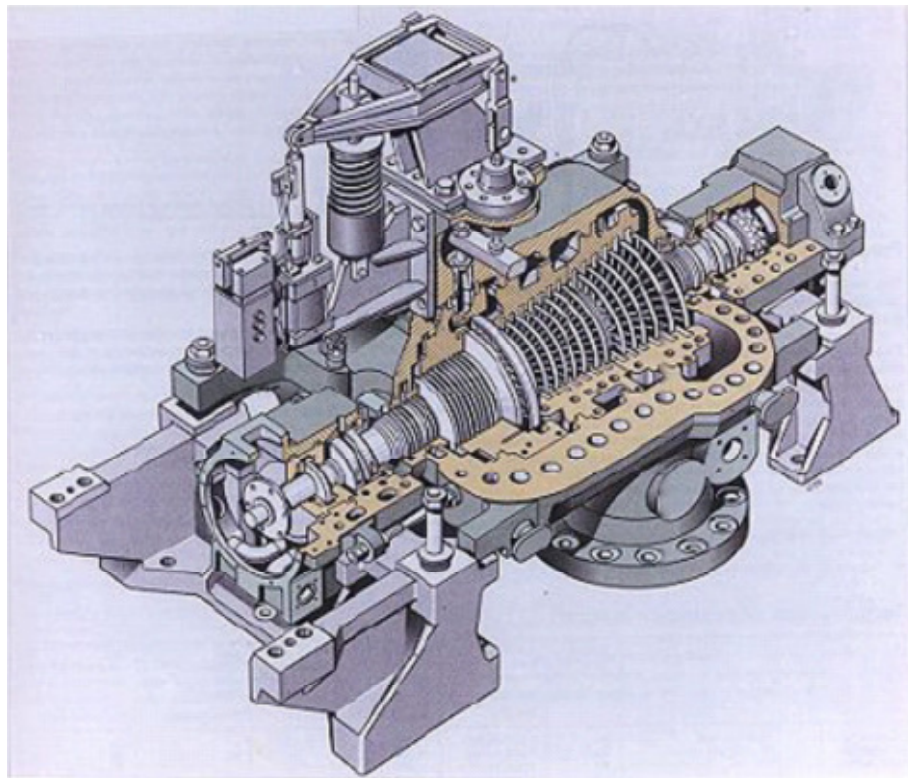


Figura 3.5: Vista 3D di una turbina a contropressione.

3.2.2 Turbine a condensazione

Le turbine a condensazione (Figura 3.6) sono spesso utilizzate come macchine motrici per generatori (*generator drive*).

Strutturalmente sono caratterizzate da un notevole allargamento della sezione di bassa pressione, necessaria per smaltire la grande portata volumetrica del vapore condensante. L'ultima sezione, con un numero di stadi che può variare da due e quattro, è completamente standardizzata: la scelta del tipo di pale di bassa pressione deve tener conto dei valori minimi e massimi della velocità di rotazione della macchina e della portata di vapore da smaltire, oltre che della pressione di condensazione. Ogni famiglia di pale è disponibile in diverse dimensioni, direttamente scalate dalla propria geometria di riferimento.

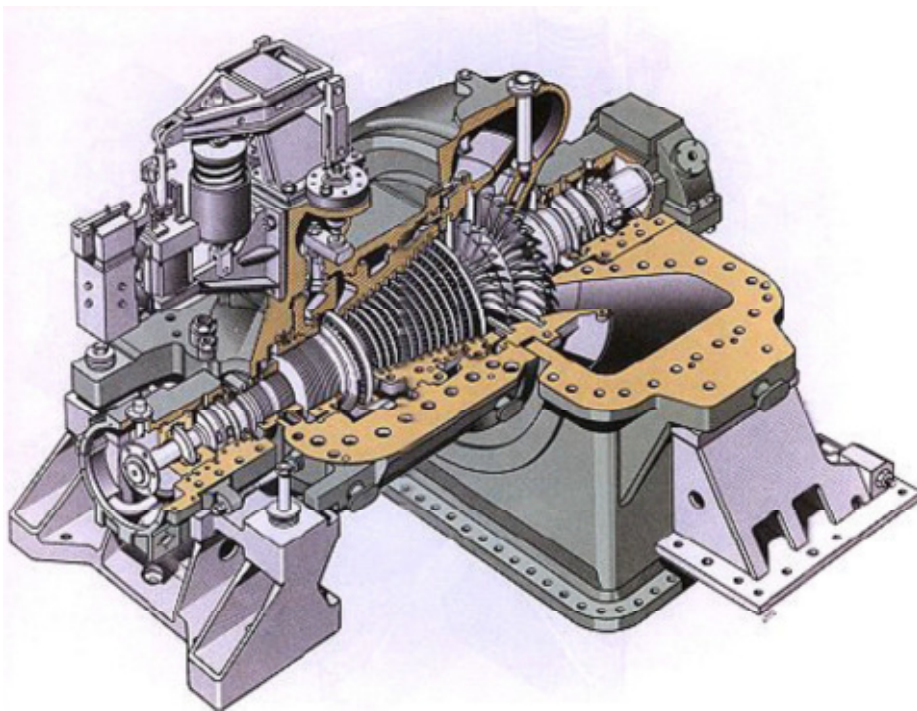


Figura 3.6: Vista 3D di una turbina a condensazione.

La flangia di scarico può essere assiale o con scarico rivolto solitamente verso il basso.

In installazioni a ciclo combinato sono spesso presenti flange di iniezione per iniettare il vapore nei diversi tamburi della turbina, a secondo del livello di

pressione e/o spillamenti, necessari a varie funzionalità di impianto, come per iniettare vapore nella turbina a gas.

Negli impianti per la produzione energetica è necessario spillare vapore per alimentare il degasatore, elemento indispensabile per eliminare gli incondensabili dall'acqua di alimento. Negli impianti tradizionali di grande potenza vengono realizzati diversi spillamenti per il preriscaldamento dell'acqua di alimento al fine di incrementare l'efficienza termodinamica del ciclo. Nelle applicazioni per ciclo combinato invece sono presenti una o due iniezioni di vapore a pressioni intermedie, secondo il tipo di caldaia a recupero impiegata.

3.2.3 Turbine ad estrazione

Quando una parte del vapore che evolve in turbina viene estratta ad una pressione intermedia e la macchina è equipaggiata con un gruppo di valvole intermedio per il controllo della pressione, questa è chiamata "turbina ad estrazione".

I criteri di progettazione di una turbina a estrazione sono gli stessi di una turbina a semplice contropressione o a condensazione. Le sezioni frontali e di scarico sono le stesse, solo la sezione intermedia, dove sono presenti le valvole, è progettata e standardizzata per accogliere il gruppo di componenti per l'estrazione.

Questo tipo di turbina è particolarmente utile laddove le condizioni di esercizio sono estremamente variabili a causa della tipologia del processo oppure della macchina o del generatore azionato. Molti dei modelli realizzati da GE-Nuovo Pignone sono in esercizio in impianti dove muovono compressori per anidride carbonica, ammoniaca e gas di sintesi (O₂, H₂, etilene, propilene, ecc.).

In situazioni speciali, ad esempio in applicazioni dove muovono compressori per ammoniaca di sintesi, la sezione di alta pressione presenta due stadi ad azione, così da garantire la massima flessibilità nella regolazione della turbina.

Capitolo 4

Strumenti di calcolo

4.1 Strumento di calcolo modulare per la gestione dell'impianto

Lo studio numerico dei sistemi energetici, legato al rinnovamento tecnologico e alla sempre crescente richiesta di prestazioni performanti in tempi di sviluppo ridotti, ha esigenza di chiedere elevate precisioni nei calcoli e verifiche computazionali altrettanto celeri. Per questo motivo l'impiego di codici numerici gestibili da computer è diventato un'esigenza imprescindibile per chi lavora nel settore.

Tali codici si dividono in due grandi famiglie: quelli dedicati, cioè strettamente legati alla configurazione impiantistica da studiare, quindi poco flessibili anche se estremamente precisi, e quelli modulari, cioè indipendenti dal sistema studiato e dal set di input. La potenza dei codici modulari sta proprio nel rendere utilizzabili criteri di analisi e di simulazione generali, applicandoli in configurazioni costruite a seconda delle necessità del momento. La possibilità di combinare più

componenti cambiandone la configurazione, permette di ottenere molteplici soluzioni realizzative di notevole complessità, in tempi piuttosto ridotti. La formalizzazione dei modelli fisico-matematici dei componenti dell'impianto, assieme ad una struttura che li lega assieme e introduce gli input, permette di ottenere una simulazione dell'oggetto di interesse. I codici di simulazione devono pertanto essere in grado di interpretare le interazioni tra i componenti impostando una qualsiasi configurazione impiantistica, impostare il tipo di studio desiderato a partire da valori di input disponibili e infine determinare i parametri caratteristici dei componenti elementari. La grande versatilità di questo tipo di software sta anche nel fatto che l'utente ha la possibilità di impostare la simulazione senza dover agire in nessun modo a livello di programmazione del codice sorgente.

Il polimorfismo intrinseco di questo tipo di codice numerico risiede quindi nei suoi grandi punti di forza ovvero la facilità di impiego, la rapidità di esecuzione e l'espandibilità verso nuovi componenti. Un generico impianto di potenza, se composto di più componenti comunicanti, è studiabile matematicamente come un sistema algebrico di n equazioni in n variabili controllate dalle relazioni classiche messe a disposizione dalla termodinamica. Pertanto gli scambi principali si ridurranno a flussi di massa e di energia tra i singoli componenti del sistema. Se osserviamo l'impianto come un macrosistema, questo presenterà due tipi differenti di zone: le parti dedicate esclusivamente al trasferimento di massa e di energia, e le zone dove invece i flussi vengono modificati nelle loro caratteristiche. Tutti i componenti nei quali avvengono le trasformazioni chimico-fisiche dei flussi prendono il nome di elementi. Lo studio modulare dei sistemi permette di simulare tramite l'utilizzo di CPU, un qualsiasi impianto di conversione dell'energia semplicemente collegando tra loro gli n -elementi che lo costituiscono. Un generico elemento è costituito da alcuni parametri tipici che ne determinano le sue condizioni di funzionamento. La struttura concettuale che questo assume è quindi quella di una black box, rappresentata in figura 4.1, in grado di elaborare la potenza (sviluppata o assorbita) e le proprietà dei flussi in ingresso e in uscita.

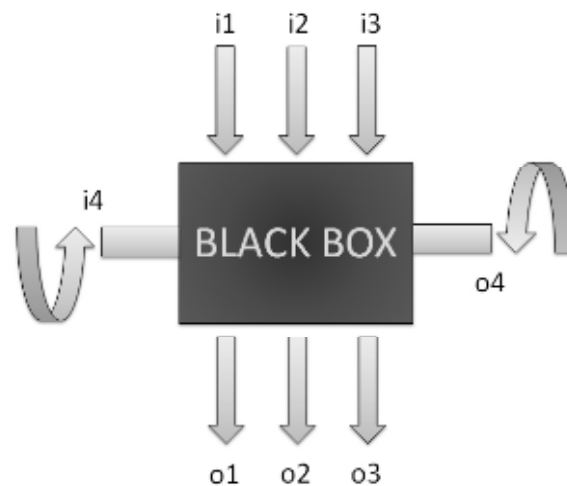


Figura 4.1: Elemento dell'impianto visto come black box.

Ogni componente presenterà quindi un numero definito di vie (ingressi o uscite) di comunicazione con gli altri elementi del sistema e una quantità di collegamenti per il trasferimento della potenza meccanica. Mediante questi canali di trasferimento, chiamati porte, sono effettuate le connessioni tra i vari elementi. I punti di comunicazione sono identificati come nodi del sistema. La caratteristica di ciascun nodo è che questo non modifica le caratteristiche del flusso. Così facendo si costruisce un sistema composto di n elementi e $n-1$ nodi, garantendo una continuità tra le varie grandezze caratteristiche sia dei flussi di massa sia di potenza.

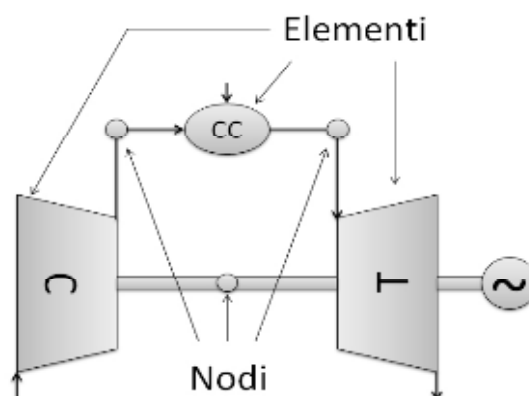


Figura 4.2: Elementi e nodi di un generico impianto.

In generale risulta quindi fondamentale individuare separatamente lo stato del flusso in ogni nodo dell'impianto e per far ciò servono alcune grandezze che lo caratterizzano. La corrente fluida è individuata dalla portata in massa, la pressione, la temperatura e le concentrazioni delle specie chimiche. I nodi di potenza (Figura 4.2) invece (luoghi dove vengono scambiati lavori meccanici) sono individuati dalla potenza trasmessa attraverso il collegamento meccanico, dall'inerzia dei componenti in movimento e dal numero di giri. Si può affermare di avere una soluzione completa dell'impianto al momento che tutte le proprietà termodinamiche del flusso negli n nodi, la potenza, il numero di giri e le caratteristiche interne di ogni componente sono univocamente determinate. A livello analitico, i codici modulari permettono dei grandi vantaggi computazionali: per prima cosa è possibile studiare l'impianto senza che i dati del problema o le condizioni al contorno debbano necessariamente essere forniti in punti specifici dello schema. Inoltre l'ordine con cui vengono eseguiti tutti i calcoli non deve essere dichiarato dall'utente in quanto il programma provvede autonomamente a risolvere il sistema con un approccio implicito o anche detto parallelo (tutte le equazioni sono svolte nello stesso momento). Le equazioni che il solutore deve calcolare sono per lo più lineari; le uniche che invece seguono leggi non lineari sono tipicamente quelle costitutive degli elementi. Per elaborare velocemente anche queste relazioni, tenendo di conto i notevoli vantaggi connessi alla risoluzione dei sistemi lineari, tutte le equazioni vengono linearizzate con sviluppi in serie di Taylor, interrotti al primo ordine, così da poter impostare delle differenze finite. Il risultato della linearizzazione delle singole equazioni è un gruppo di coefficienti moltiplicativi delle variabili legate all'equazione stessa. Poiché ciascun componente è caratterizzato da alcuni parametri costitutivi, questi parteciperanno imprescindibilmente dalla scrittura delle equazioni tipiche del singolo componente. Nel caso che risulti incognito un parametro caratteristico, l'equazione da esso dipendente non risulta più disponibile ai fini della risoluzione del sistema. Per poter ugualmente procedere nel calcolo sarà quindi indispensabile aggiungere una condizione al contorno ulteriore.

Di fatto, contando le equazioni e, avendone un numero inferiore al necessario, nel caso di non totale conoscenza dei parametri costitutivi del modello, sarà

possibile compensare tale mancanza con l'inserimento di condizioni al contorno supplementari. Il programma principale (nel caso *ESMS – Energy System Modular Solver*) una volta compilati tutti i file che descrivono i componenti, il tipo di legame che intercorre tra questi, le condizioni al contorno e i parametri caratteristici della simulazione, svolge le seguenti funzioni: legge gli opportuni file di configurazione dell'impianto e tutti i dati al contorno, controlla che il sistema sia coerente (numero incognite uguale al numero di equazioni) e quindi procede in un ciclo iterativo. Prima di iniziare le iterazioni, l'eseguibile chiama le subroutines degli elementi. Sfruttando la soluzione ottenuta da un ciclo iterativo precedente o tramite alcuni valori di inizializzazione, il sistema attiva i modelli fisici matematici richiesti dallo studio e ottiene i valori di primo tentativo. Così facendo il programma ha disponibilità dei coefficienti necessari per la compilazione delle equazioni di legame che vengono posizionate all'interno della matrice risolvibile del sistema. Tale matrice è composta di tutte le equazioni di continuità ai nodi e da tutte le condizioni al contorno. Una volta risolto il sistema, il programma principale controlla la convergenza delle soluzioni ottenute e nel caso questa non fosse avvenuta, il codice provvede a procedere con una nuova iterazione (Figura 4.3).

Il tipo di studio del sistema può essere di tre tipi differenti: termodinamico, design e off-design. L'analisi termica di un componente, in accordo con il primo e il secondo principio della termodinamica, si basa sulla conservazione dell'energia e della massa. Questo tipo di studio è prettamente stazionario e prescinde dall'equilibrio dinamico e dalla configurazione geometrica del componente. L'analisi di design di un componente considera invece le equazioni della quantità di moto oltre che le altre grandezze termofisiche. A differenza del caso precedente, tiene conto delle velocità dei flussi e permette così di definire univocamente la configurazione geometrica del componente.

Il dimensionamento della geometria è una stima di massima. Tutte le condizioni al contorno che contribuiscono ad aumentare la complessità del modello rendendolo più realistico, sono generalmente imposte dalle specifiche di progetto (numero di stadi, coefficienti di portata, carico palare, etc.). Il terzo tipo di studio, in altre parole l'off-design, nasce da una precedente simulazione

effettuata in condizioni di design. A differenza di questa però, impone la configurazione geometrica degli elementi come una condizione al contorno.

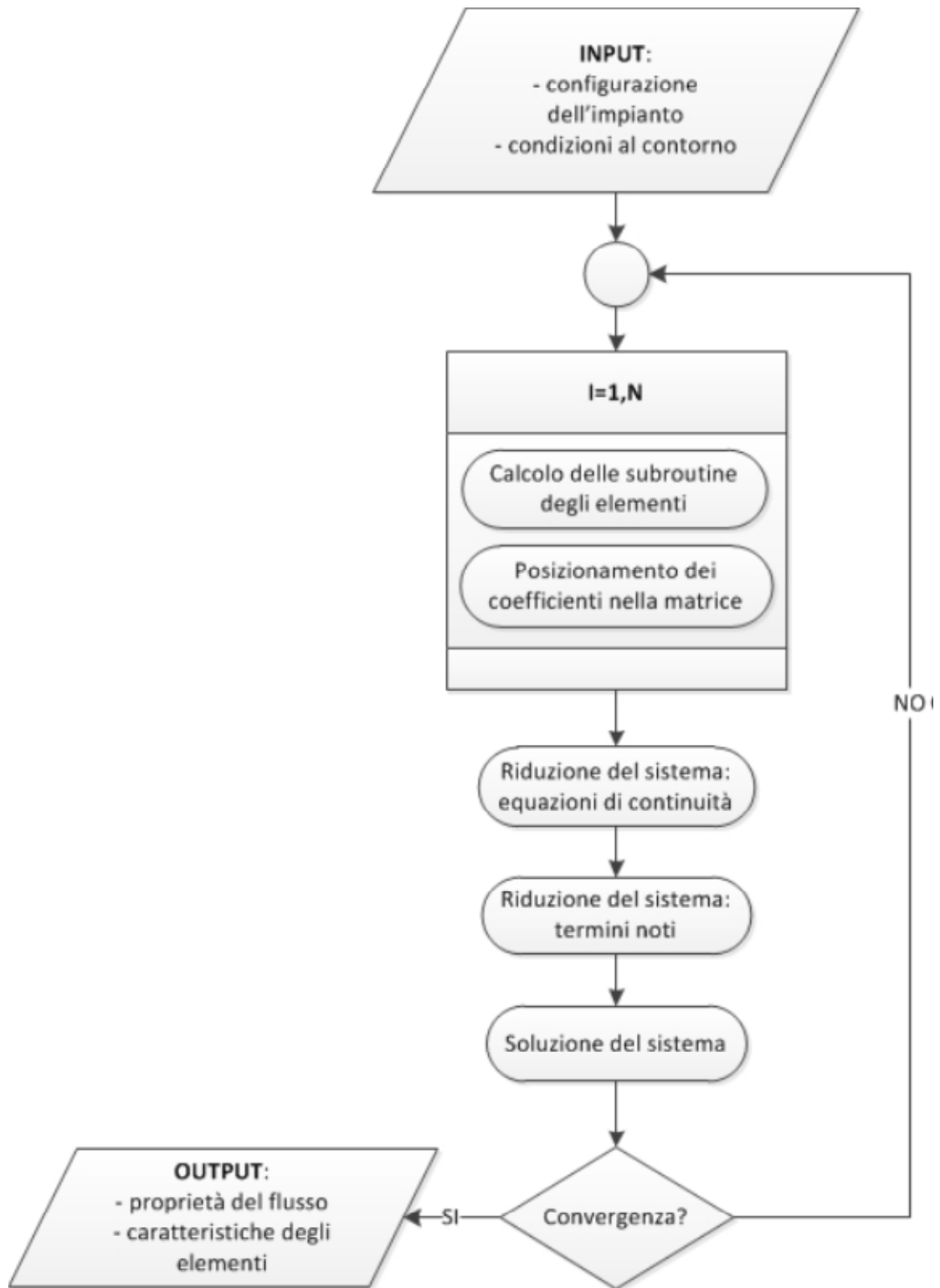


Figura 4.3: Diagramma di flusso del modus operandi del codice modulare.

Dalle equazioni della conservazione della quantità di moto si determinano una o più condizioni termodinamiche del flusso in uscita. Di fatto si impone la configurazione geometrica del componente studiato a tali equazioni e se ne analizza il comportamento al variare delle condizioni di simulazione. Operativamente uno studio in off-design ha bisogno di una preventiva simulazione in design effettuata con le condizioni al contorno di progetto. Una volta ottenuti i valori che descrivono la prestazione dell'impianto nelle condizioni nominali, i dati vengono rilette imponendo loro delle nuove condizioni. I nuovi valori ottenuti mostrano la risposta della macchina quando questa deve operare fuori dalle condizioni di progetto (punto di design).

4.1.1 Energy System Modular Solver

ESMS, sviluppato presso il Dipartimento di Energetica Sergio Stecco dell'Università degli studi di Firenze (Carcasci e Facchini, 1995 e 1996 [23], [24]), è l'eseguibile del codice modulare di calcolo dell'impianto che gestisce il modello numerico realizzato e procede alla risoluzione delle equazioni costitutive dei singoli elementi. Questo programma necessita di alcuni file costitutivi che gli forniscono tutte le informazioni necessarie alla simulazione.

Si possono individuare tre categorie di file differenti: quelli che contengono le condizioni al contorno, i file dei modelli dei singoli elementi costitutivi e i file prodotti in uscita dalla simulazione. Nella tipologia dei file inerenti alle condizioni al contorno ne troviamo diversi a seconda degli input necessari per impostare la simulazione. Il file che riguarda le condizioni dell'ambiente esterno è stato implementato appositamente per lo studio di propulsori aeronautici, in quanto le turbine industriali lavorano generalmente a pressione atmosferica risentendo principalmente della temperatura e dell'umidità dell'ambiente in cui si trovano ad operare. Al contrario, un propulsore aeronautico, cambiando la sua quota di volo durante le fasi di decollo, crociera e atterraggio, risente contemporaneamente delle variazioni di velocità del volo (esprese tramite il numero di Mach) oltre che dagli altri parametri termodinamici sopra elencati. Per lo più le concentrazioni delle

specie chimiche presenti nell'aria (Ossigeno, Azoto, Argon, etc.) variano secondo la distanza dal suolo. Questo file permette, impostando semplicemente la quota e la velocità di volo, di ricavare da un database implementato direttamente nel codice, tutte le altre informazioni termodinamiche e chimiche necessarie per conoscere le condizioni dell'aria in ingresso al propulsore.

Un secondo file, sempre implementato dall'utente, costruisce la rete numerica che permette la comunicazione tra i singoli elementi costitutivi. Questo file contiene in sé la mappa dell'impianto in analisi. In questo file devono essere indicati tutti gli elementi costitutivi del modello in funzione di un codice identificativo e del nome che si desidera assegnare a ciascuno di essi. Per ogni elemento si deve indicare sugli ingressi e sulle uscite con quale altro componente questo si trova a scambiare informazioni; di fatto si identificano i nodi del sistema. Oltre che alle porte di comunicazione dei flussi, si devono indicare anche gli eventuali giunti di potenza per il trasferimento del lavoro meccanico. Si deve poi provvedere, in un apposito componente della libreria, ad impostare le informazioni di calcolo necessarie al fine di risolvere correttamente la matrice delle equazioni del sistema. Si imposta il numero di iterazioni massime (oltre le quali il processo si blocca ammettendo di non aver raggiunto la convergenza), il fattore di rilassamento (eventualmente da correggere a seconda delle singole necessità e per aiutare la convergenza delle iterazioni) e la precisione di macchina. Rispetto ai file precedentemente descritti, questo non contiene informazioni fisiche sul modello matematico del propulsore, ma solamente parametri numerici necessari ai fini del carico computazionale. Il file che contiene le condizioni al contorno della simulazione è estremamente importante, perché queste risultano necessarie per ottenere un numero di incognite pari al numero di equazioni, permettendo così di risolvere il sistema. Per ciascun componente, se disponibili, si possono inserire in funzione della porta interessata i valori della portata, della temperatura, della pressione o eventualmente della potenza e del numero di giri (nel caso di collegamenti meccanici). ESMS, prima di procedere con qualsiasi calcolo matematico, effettua un controllo di coerenza, sia sulla rete da simulare, sia sulle condizioni al contorno e non procede nell'elaborazione fintanto che non c'è congruenza tra equazioni e incognite. I singoli elementi impiegati per la

simulazione sono implementati con dei modelli costitutivi. Ogni componente ha un modello originale che viene utilizzato nella specifica simulazione semplicemente nominandolo con la stessa denominazione con cui appare nel file *modello.dat*. Ogni elemento è caratterizzato da parametri fondamentali (ad esempio per un compressore troviamo il rapporto di compressione, il rendimento, etc.) che devono essere singolarmente impostati in funzione delle condizioni di progetto date.

L'accuratezza della scelta di questi valori determina la precisione dei valori restituiti dalla simulazione. Le simulazioni in off-design necessitano di file con denominazione *.off*, prodotti dalla simulazione in condizioni di Design, che contengono informazioni sulla geometria del componente. Fintanto che tutti i modelli degli elementi indicati nel file, che determina la rete numerica, non sono fisicamente presenti nella directory di lavoro, il codice non può procedere nel calcolo del sistema. Se la simulazione termina correttamente, ovvero si raggiunge la convergenza delle soluzioni, vengono generati dei file con estensione *.out*. Per ciascun elemento è prodotto un documento di testo, con lo stesso nome del componente ed estensione *.out*, nel quale compaiono tutti i valori dei parametri costitutivi, sia calcolati sia impostati. Oltre a questi, nel caso di simulazione in design, vengono prodotti i file *.off*, indispensabili per l'analisi fuori progetto. Il file *elemout.out* riassume sinteticamente i valori di portata, pressione, temperatura, potenza meccanica, numero di giri e concentrazioni chimiche per ogni porta di ciascun elemento. Un file di *warning* viene compilato ad ogni esecuzione del programma e riporta l'esito del processo, indicando nel caso di non raggiunta convergenza, dove si è verificato il problema.

4.1.2 Modellazione turbina a vapore

Il codice modulare ESMS precedentemente descritto è al centro di un progetto di collaborazione tra Università degli Studi di Firenze e GE-Nuovo Pignone. Gli sforzi maggiori sono stati dedicati allo sviluppo di un elemento turbina capace di interagire con i tool di calcolo per le turbine a vapore di proprietà GE-Nuovo Pignone e compatibile con il sistema di calcolo del codice modulare stesso. In

questo modo è possibile creare un collegamento diretto tra la turbina a vapore progettata da GE-Nuovo Pignone e l'impianto nel quale deve operare la turbina stessa, garantendo una migliore affidabilità nel calcolo delle condizioni del vapore in ingresso, sia in fase di design sia di off-design dell'impianto.

Attraverso il codice modulare ESMS si è scelto di mettere a confronto il funzionamento di due diversi modelli di turbina a vapore: la prima, denominata *turbv* dal nome della subroutine richiamata dal codice, è stata sviluppata dal Dipartimento di Energetica dell'Università degli Studi di Firenze, la seconda, chiamata *turbvNP*, è stata sviluppata in collaborazione con GE-Nuovo Pignone.

La turbina a vapore *turbv* rappresenta una semplice turbina senza spillamenti né iniezioni: si presenta quindi come un elemento con un solo ingresso ed una sola uscita per il vapore e con due collegamenti di potenza. In condizioni di design viene imposto che la velocità del flusso sia sonica, quindi viene calcolata la portata ridotta, definita come:

$$\phi_{des} = \frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}}}{p_{in}}$$

Quest'ultima rimane costante anche nel caso di off-design, in quanto la sezione di passaggio rimane la stessa. Variando le condizioni del flusso, è possibile dunque ricalcolare la nuova portata di vapore che espande in turbina:

$$\dot{m}_{in,off} = \frac{\phi_{des} p_{in,off}}{\sqrt{T_{in,off}}}$$

Come si può osservare in Figura 4.4, l'iniezione di vapore è stata modellata dividendo l'espansione in due elementi *turbv*, tra i quali è stato inserito l'elemento *mix1* che simula il miscelamento del flusso di vapore iniettato nel flusso principale. Il modello prevede anche altri elementi miscelatori, ognuno dei quali svolge una specifica funzione: l'elemento *mix2* simula l'effetto delle perdite di vapore per trafileamento nel corpo di alta pressione; l'elemento *mix4*, posto a monte del già citato *mix1*, ha la funzione di separare l'eventuale parte liquida dal flusso principale, in modo da alimentare la turbina di bassa pressione esclusivamente con vapore saturo o surriscaldato. L'acqua allo stato liquido, che non compie lavoro di

espansione, viene quindi reimpressa nel flusso principale una volta terminata l'espansione (elemento *mix5*). Il modello di turbina appena descritto ha il vantaggio, grazie all'elemento *mix4*, di poter operare anche nelle condizioni di pressione per le quali il vapore in uscita dalla turbina di alta pressione presenta una frazione di acqua allo stato liquido.

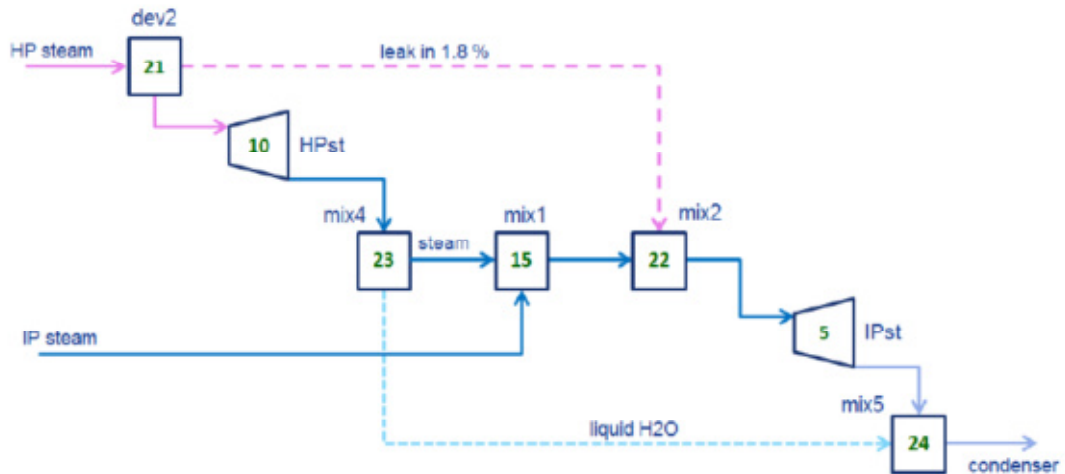


Figura 4.4: Modellazione della turbina con separatore di acqua intermedio.

Ciò conferisce al modello sia una maggiore aderenza alla realtà, sia una maggiore versatilità di impiego. La subroutine *turbuNP* permette un'analisi di design e off-design di una turbina a vapore utilizzando il tool di calcolo *STS2* (*Steam Turbines Selector 2*) di proprietà GE-Nuovo Pignone. Nel caso l'impianto simulato utilizzi questo elemento, il cui codice è proprietà intellettuale di GE-Nuovo Pignone, il software *ESMS* deve essere utilizzato all'interno della rete informatica dell'azienda: la fase di calcolo, infatti, è interamente demandata al tool di calcolo *STS2*, mentre la subroutine si occupa principalmente dello scambio di informazioni tra l'elemento turbina e gli altri componenti dell'impianto. La subroutine, secondo il tipo di analisi, effettua una chiamata al codice di calcolo specifico (*calc127* per il design, *calc128* per l'off-design) del tool *STS2*, ottenendo un'ottimizzazione in termini di canale vapore della macchina scelta al variare dei dati in ingresso oppure il comportamento della macchina in funzione delle variazioni del vapore. L'elemento *turbuNP* corrispondente (Figura 4.5), oltre alle

due porte per l'ingresso e l'uscita del vapore, è dotato di quattro ulteriori porte per le iniezioni e le estrazioni di vapore.

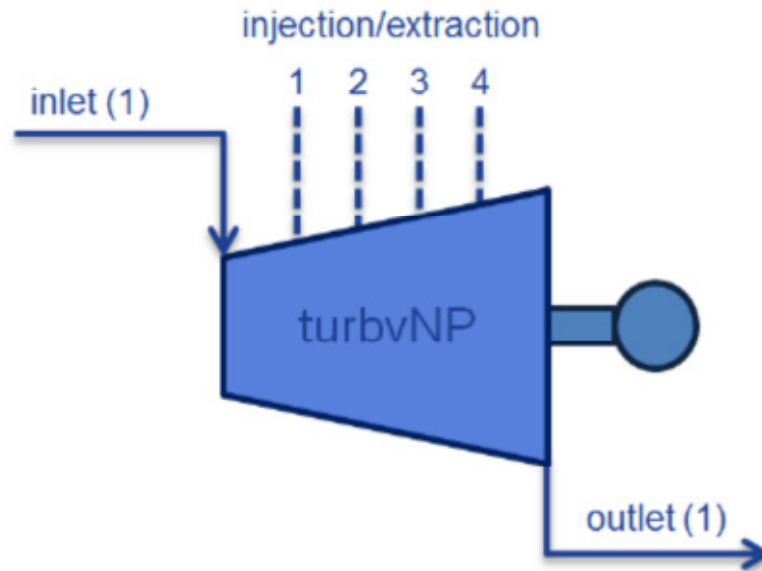


Figura 4.5: Schema della turbina turbvNP.

Il file di input dell'elemento turbina richiede per prima cosa che siano specificati il nome e la versione del modello di riferimento nell'archivio *STS2*, così da fissare la configurazione della macchina (Figura 4.6).

```

1 CCRioTinto_inj
2 13
3
4 4 #valvole
5 1 #num ruote
6 4 #num tamburi complessivo
7 1 #num condensatori
8 3 # ID#1: TAmburo
9 1 # ID#1: 1=Inj, 2=estr, 3=Inj+Estr
10 0 # ID#2: TAmburo
11 0 # ID#2: 1=Inj, 2=estr, 3=Inj+Estr
12 0 # ID#3: TAmburo
13 0 # ID#3: 1=Inj, 2=estr, 3=Inj+Estr
14 0 # ID#4: TAmburo
15 0 # ID#4: 1=Inj, 2=estr, 3=Inj+Estr
16 0 # ID#5: TAmburo
17 0 # ID#5: 1=Inj, 2=estr, 3=Inj+Estr
18
19

```

Figura 4.6: File di input dell'elemento turbvNP.

Eventualmente, per il calcolo in condizioni di fuori progetto, è necessario inserire il nome della verifica alla quale *STS2* deve fare riferimento.

sono specificati, in ordine, il numero di valvole in ingresso macchina aperte, l'eventuale presenza di stadi ad azione, il numero totale di tamburi ed infine un parametro per la distinzione tra le macchine a condensazione e quelle a contropressione.

Le ultime righe del file di input sono riservate all'inserimento del numero di tamburo nel quale avviene l'iniezione o l'estrazione di vapore; se attive debbano corrispondere ad una condizione nel *condiz.dat* o ad un collegamento nel *modello.dat*. Mentre la subroutine *turbv* fa riferimento ad una turbina ideale di cui è noto soltanto il rendimento, con l'elemento *turbvNP* si fa riferimento ad un modello di turbina a vapore complesso, nel quale sono stati già definiti parametri meccanici e termodinamici quali il materiale delle pale, i diametri interni ed esterni del canale meridiano nei vari tamburi, le caratteristiche delle tenute e vari altri parametri. La subroutine *turbv* ha comunque il vantaggio di richiedere tempi di calcolo molto brevi e di avere un range di operabilità maggiore, in quanto, a differenza del codice di calcolo *STS2*, non tiene conto dei vincoli sui materiali e della geometria dei vari componenti della macchina.

4.2 Strumento di calcolo per turbina a vapore

In GE Nuovo Pignone la progettazione e la verifica delle turbine a vapore sono svolte tramite un'unica applicazione integrata, utilizzata sia in fase di offerta sia in fase di progettazione esecutiva.

STS2 (Steam Turbines Selector 2) è un'applicazione web sviluppata da GE-Nuovo Pignone per l'esecuzione di calcoli di design e di verifica di turbine a vapore. Questa viene utilizzata attraverso un normale browser che interagisce con il web server dell'applicazione, quindi non richiede installazioni sul computer dell'utente. L'applicazione, attraverso un'interfaccia grafica, permette di gestire l'esecuzione di

vari tool di calcolo termodinamico e/o meccanico, ognuno progettato per lo studio di uno specifico elemento della turbina.

Tutte le informazioni relative ai progetti, geometrie, dati termodinamici, risultati ed elaborati grafici e testuali vengono memorizzate in un unico database *Oracle*, che permette di gestire i progetti in maniera esternamente flessibile, permettendone anche il versionamento.

Le elaborazioni numeriche sono concentrate in un server di calcolo separato, dove girano i programmi di calcolo meccanico e termodinamico, realizzati per la maggior parte in *FORTTRAN*. Il server di calcolo è “*stateless*”, cioè riceve i dati necessari, esegue i calcoli, produce i relativi risultati, li passa indietro al fornitore di dati e cancella tutti i dati, i file intermedi ed i risultati prodotti, preparandosi per un nuovo calcolo.

Affinché sia possibile eseguire i vari tool di calcolo, STS2 richiede l’inserimento di una serie di dati geometrici, meccanici e termodinamici che definiscano il progetto della turbina a vapore (Figura 4.7).

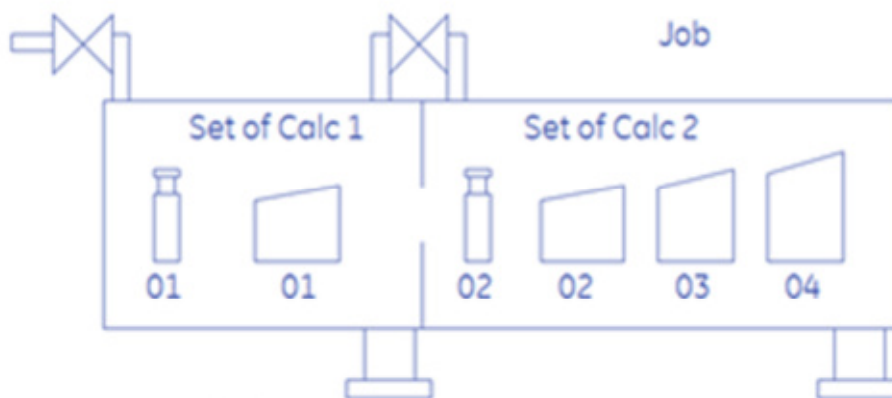


Figura 4.7: Schematizzazione STS2 per turbina a vapore.

Per prima cosa viene specificata la disposizione dei vari elementi nella cassa. Generalmente alle estremità sono presenti le flange di ingresso e di scarico, mentre la parte centrale è dedicata alla disposizione di un certo numero di tamburi che suddividono la turbina in più blocchi, ognuno con la propria cassa interna e i relativi portapale. Eventualmente tra i vari tamburi possono essere disposte le

flange di iniezione e/o estrazione del vapore. Per ogni flangia, inoltre, sono richieste informazioni sui possibili sistemi di regolazione presenti.

Una volta definita la disposizione di flange e tamburi nella cassa si passa ad una descrizione più approfondita dei vari elementi. Per quanto riguarda le tenute, sono richieste informazioni sulla tipologia impiegata e sulla posizione all'interno della macchina. I tamburi, per essere definiti, necessitano di informazioni sia di carattere geometrico, che termodinamico e meccanico. Per ognuno di essi vengono selezionati il tipo di tenuta sulle pale statoriche e la famiglia di profili palari da utilizzare. Si impone la geometria generale del tamburo specificando la lunghezza assiale, i diametri iniziali e finali, e un range di altezza delle pale. Le condizioni termodinamiche vengono specificate fornendo i valori di pressione in corrispondenza di ingresso e uscita dei drum, e, se presenti, le portate delle iniezioni/estrazioni di vapore. Infine si definiscono i limiti meccanici in termini di pressioni e temperature massime. Il tamburo di condensazione, essendo totalmente standardizzato, necessita soltanto della scelta della famiglia di pale e della loro dimensione. Per una completa descrizione della macchina vengono fornite anche le velocità di rotazione massima e di design e le condizioni del vapore in ingresso.

Dopo che si è definito il progetto della turbina, il tool di calcolo per l'analisi di design, denominato calc127, esegue un'ottimizzazione delle prestazioni della macchina. Come risultato si ottengono i valori geometrici caratteristici delle pale e delle tenute, il numero di pale statoriche e rotoriche di ogni stadio, e le condizioni termodinamiche del vapore in ogni sezione. Inoltre è scelto il materiale di costruzione delle pale in modo tale da soddisfare le specifiche meccaniche richieste dal progetto.

Una volta eseguita l'analisi di design è possibile studiare il comportamento della macchina in condizioni di fuori progetto attraverso uno specifico tool di calcolo (calc128). Mantenendo fissata la geometria e variando le condizioni del vapore in ingresso e/o uscita si otterranno quindi le prestazioni della macchina nel nuovo punto operativo, oltre a tutte le grandezze termodinamiche relative ai singoli stadi.

4.3 Filosofia del calcolo automatizzato

L'utilizzo del tool di selezione dei prodotti GE – Nuovo Pignone è normalmente svolto in ambienti di calcolo completamente customizzati. In casi frequenti, si presenta tuttavia la necessità di impiegare tool sviluppati internamente con applicazioni commerciali, ad esempio quelle di Balance of Plant (calcolo di impianti che includono turbine a vapore). Visto il largo impiego delle turbine a vapore in impianti di processo è emersa la necessità per il progettista di far interagire i tool di selezione, come STS2, con i software di simulazione di impianti (*BoP - Balance of Plant*), in modo da sfruttare più efficacemente alcuni tool e da ridurre il lavoro manuale, i tempi di calcolo e gli errori. Per questo l'interfaccia web interattiva, utilizzata via browser dagli utenti, *STS2* permette di fornire l'uso di dati e metodi a software esterni. In questo modo alcune tipologie di calcolo di *STS2* possono essere eseguite sotto il controllo di un altro programma di calcolo, ad esempio un programma di ottimizzazione. A tal fine è stata sviluppata un'interfaccia di programmazione, chiamata *Reality Engine*, che permette a software commerciali (come GateCycle o Thermoflow) o di proprietà, come il caso di *ESMS* di interagire con *STS2*.

Oltre al *Reality Engine*, ogni applicazione necessita di un proprio plugin (*Realityplugin*) per il passaggio di informazioni tra il *Reality Engine* stesso e il software di *BoP*. Il plugin ottiene i dati di input dal software di *BoP* e li raccoglie in una sorta di dizionario a indirizzi, in modo da permettere la lettura dei dati da parte del *Reality Engine*. Questo a sua volta invoca l'eseguibile per l'analisi della turbina e restituisce i risultati ottenuti al plugin, dal quale il software *BoP* prende i dati necessari per continuare la simulazione.

Questo procedimento è ripetuto fino al raggiungimento della convergenza dei valori di output calcolati dal software di *BoP*.

Il processo di calcolo descritto risulta avere un ruolo importante proprio nell'ambito dei cicli combinati. Una volta selezionata una turbina a gas, il ciclo viene ottimizzato a partire dalle caratteristiche dei gas esausti della turbina che

entrano in caldaia (Figura 4.8). Fissate le condizioni in ingresso dei fumi e imposti i ΔT caratteristici della caldaia a recupero (ΔT_{app} , ΔT_{pp} e ΔT_{sub}), si passa all'identificazione del range di pressioni per il quale si ottengono le migliori prestazioni. In questo modo si ha un preciso riferimento per la selezione delle parti customizzate della turbina, come la sezione di ingresso e quella di scarico al condensatore. Una volta selezionata la famiglia di turbine che meglio si adatta ad una specifica turbina a gas, è possibile effettuare un'ottimizzazione reciproca dell'impianto e della turbina a vapore.

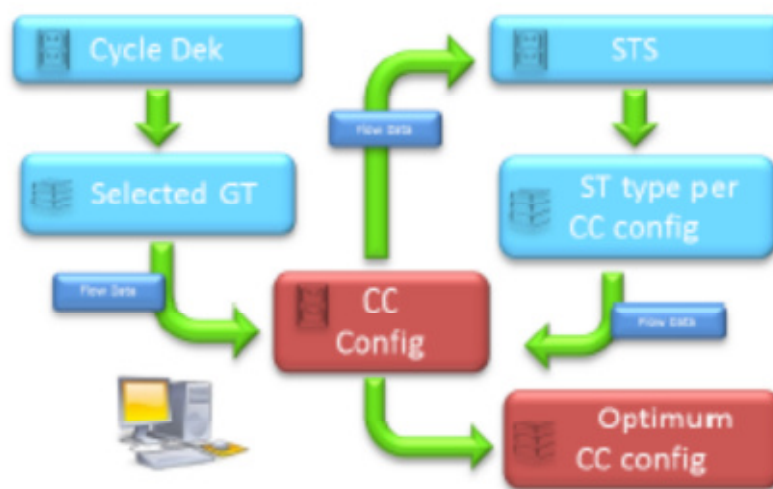


Figura 4.8: Processo di ottimizzazione di un ciclo combinato.

Inoltre il collegamento diretto tra i due modelli permette di verificare in maniera più precisa le performance dell'impianto a ciclo combinato in condizioni di fuori progetto.

L'elemento turbina a vapore può essere estremamente semplice, modellando un valore fisso di rendimento o tramite l'uso dell'equazione di Stodola, oppure molto dettagliato, includendo i modelli matematici di perdite nelle valvole di regolazione ed altri effetti, secondari ma sempre vitali in un settore sempre più competitivo.

In ogni caso simulare le turbine a vapore prodotte da GE – Nuovo Pignone utilizzando elementi di libreria generici, per quanto sofisticati, è un'operazione intrinsecamente di approssimazione, che porta ad inevitabili approssimazioni.

D'altra parte è evidente che il miglior tool di *predictability* delle performance delle turbine a vapore prodotte è *STS2* stesso.

Le simulazioni di impianto vengono quindi eseguite modellando la turbina con *STS2*, la restante parte dell'impianto con un programma di BoP, *ESMS* ed iterando le due parti passando manualmente i risultati di una parte come dati dell'altra, ed iterando, ripetendo tutte le operazioni fino alla convergenza di uno o più parametri di riferimento.

Una simulazione svolta con questi metodi può richiedere molte ore di lavoro manuale ed è sempre esposta alla possibilità di errori di trascrizione.

GE –Nuovo Pignone ha quindi sviluppato un'architettura applicativa di *plugin* (o connettori) che permettono di automatizzare completamente le fasi dello scambio di dati e del lancio delle simulazioni, in modo da ridurre i tempi di calcolo di due ordini di grandezza e di eliminare completamente ogni possibilità di errori dovuti ad operazioni manuali.

Utilizzare *ESMS* come calcolo collaborativo distribuito con *STS2* ha richiesto lo sviluppo di un nuovo elemento della libreria *ESMS*, che invece di cercare di modellare la turbina, passasse le condizioni termodinamiche ad un particolare modello di turbina già presente nel database *Oracle* di *STS2* e ne ricevesse i risultati, passandoli poi a *ESMS* come se li avesse prodotti lui stesso.

Il modello di impianto *ESMS*, per poter utilizzare questo nuovo metodo deve essere modificato semplicemente sostituendo l'elemento “turbina a vapore classico” con quello che agisce come plugin, cioè come connettore verso *STS2*.

4.4 Tabelle vapore

L'integrazione tra il tool di calcolo per il *BoP*, *ESMS*, e il codice per la selezione delle turbine a vapore GE – Nuovo Pignone, *STS2*, passa in primo luogo attraverso un confronto sulle prestazioni di calcolo. I codici in oggetto utilizzano H_2O in

forma liquida o gassosa come fluido di lavoro, per questo motivo il punto di partenza per entrambi è rappresentato dalle librerie del vapore.

Le librerie dell'acqua e del vapore rappresentano risultano fondamentali per stabilire le prestazioni di un impianto o semplicemente di una macchina che lavora con questo fluido.

Nell'architettura di calcolo entrambi i codici interrogano indipendentemente due distinte librerie del vapore: da una parte ESMS interroga le librerie integrate nel codice sorgente per la risoluzione del CCPP; dall'altra STS2 utilizza librerie del vapore riservate di GE-Nuovo Pignone e poste su server di calcolo interni. La risposta alle varie interrogazioni delle librerie da parte del *core* del software rappresenta i valori delle caratteristiche termodinamiche del fluido nei vari punti di lavoro dell'impianto o della macchina.

Questi dati vengono scambiati come dati in ingresso tra i due software in modo iterativo, per tanto un piccolo errore tra le due librerie può propagarsi in modo anche incontrollato sul risultato finale del calcolo.

Nel presente paragrafo saranno confrontate le diverse librerie integrate nei due codici e implementate nel corso degli anni, in modo da valutare l'errore relativo commesso durante la fase di calcolo.

Le librerie utilizzate e confrontate in questo lavoro sono:

- LibWat'67, integrate nel codice ESMS
- IAPWS-97 Librerie della IAPWS []
- Lib_GE, librerie termodinamiche riservate GE – Nuovo Pignone

Le librerie IAPWS97 oggi rappresentano lo standard di utilizzo nell'ambito accademico e di ricerca. La IAPWS (*International Association for the Properties of Water and Steam*) è un'associazione internazionale no-profit, che si occupa di definire le proprietà dell'acqua e del vapore, in particolar modo quelle termofisiche, chimiche e legate all'utilizzo in alta temperatura di acqua, per i cicli termoelettrici e altre applicazioni sia scientifiche sia industriali.

Fin dagli anni '60 con l'avvento di cicli industriali basati sulla trasformazione di stato dell'acqua si è avuta l'esigenza di definire univocamente le proprietà termofisiche di questo fluido. Dal 1968 la IAPWS, nota inizialmente come IAPWS, si rese responsabile dello sviluppo, pubblicazione e mantenimento di formulazioni valide a livello internazionale e per l'organizzazione e amministrazione di conferenze internazionali.

Nel 1995 la IAPWS approvò una nuova formulazione delle proprietà termodinamiche dell'acqua e del vapore. Questa nuova formulazione sostituì la precedente formulazione di Haar, Gallagher and Kell e ora riconosciuta come standard internazionale e rappresentano attualmente il più accurato stato dell'arte per il calcolo di tali proprietà. Le IAPWS-95, continuamente aggiornate, sono le linee guida per la maggior parte delle applicazioni, soprattutto nell'ambito scientifico.

Tuttavia, il settore dell'energia ha alcune esigenze particolari, a cui la IAPWS ha dovuto rispondere. Questo tipo di industria necessita di formulazioni che devono assicurare una certa riproducibilità nell'arco degli anni, anche se con meno accuratezza. Tali formulazioni essendo parte integrante di software di gestione di impianti di produzione energetica o industriale devono avere cadenza almeno trentennale.

Per rispondere a questa particolare esigenza nel 1997 sono state rilasciate le IAPWS-IF97 (*industrial formulation*), che hanno sostituito le precedenti formulazioni ASME IFC-67, adottate fin dal 1967.

Il presupposto tra le due diverse formulazioni è quello che le IAPWS-IF97 devono coincidere al meglio con le IAPWS-95: le differenze tra le due formulazioni sono minime e localizzate in prossimità del punto critico e nella regione del liquido sottoraffreddato metastabile; inoltre la formulazione industriale è divisa in 5 equazioni, una per regione, che produce piccole discontinuità intorno ai confini delle regioni. La IAPWS-95 è un'unica equazione e copre un più largo range di temperature e pressioni.

Per queste ragioni la formulazione IAPWS-95 è generalmente preferibile, eccetto in casi specifici come nei calcoli per il settore della produzione energetica o in cui la velocità computazionale rappresenta un parametro importante come calcoli agli elementi finiti.

I confronti riportati di seguito useranno le librerie più recenti IAPWS97 come riferimento per la valutazione delle librerie integrate nel codice ESMS e con le librerie su cui è basato STS2.

Considerando come parametro di confronto la temperatura di saturazione e andando a plottare il valore ottenuto al variare della pressione per le tre differenti formulazioni si vede come l'andamento sia qualitativamente identico (Figura 4.9.)

Nella figura 4.10 invece è riportato l'errore relativo tra le due librerie integrate nei tool di calcolo e la libreria di riferimento IAPWS-97.

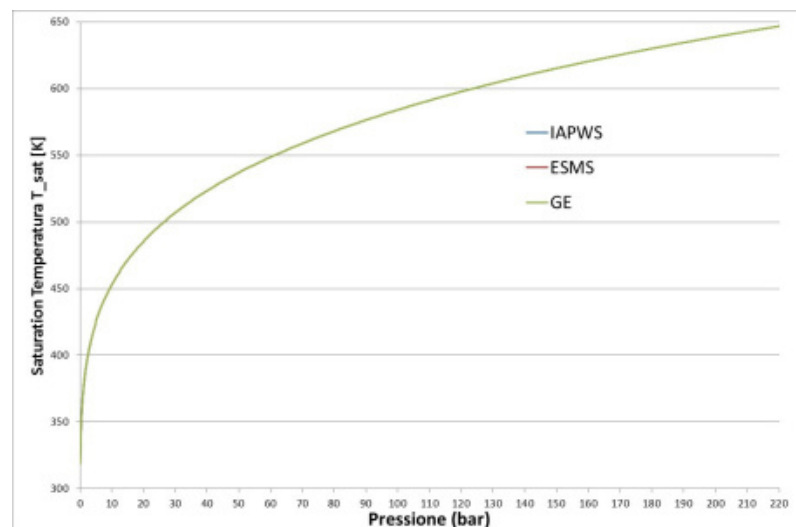


Figura 4.9: Temperatura di saturazione al variare della pressione per le tre librerie.

Si può osservare come per il range di pressione analizzato, 0-220 bar, in altre parole fino a circa la pressione critica dell'acqua, gli andamenti delle librerie GE – Nuovo Pignone e le LibWat'67 mostrino comportamenti tendenzialmente simili con scarti inferiori a 0.01 K. Inoltre l'errore assoluto si attesta inferiore agli 0.05 K dimostrando che entrambe le librerie risultino accettabili.

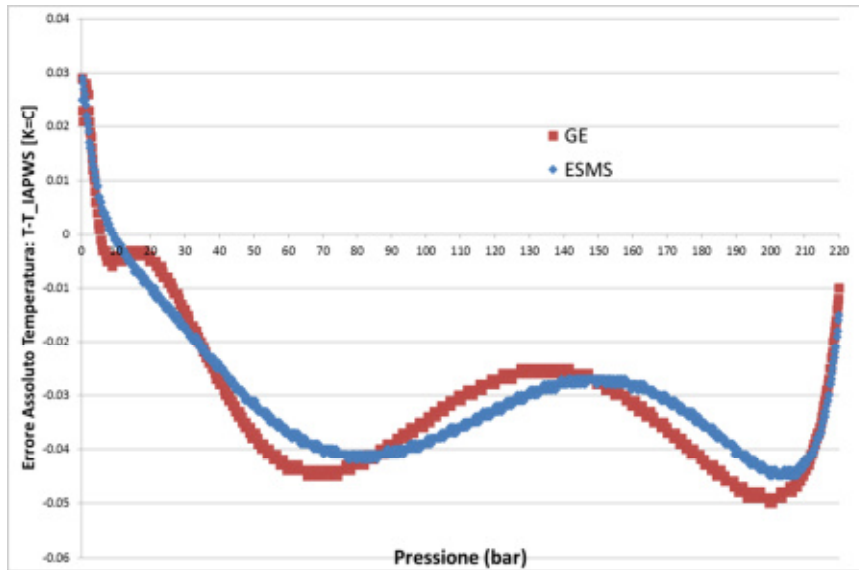


Figura 4.10: Andamento dell'errore assoluto sulla temperatura di saturazione rispetto alla IAPWS-97.

Per quanto riguarda le librerie GE è stato effettuato un doppio riscontro, confrontando i dati ottenuti con la versione Excel delle stesse librerie: si possono osservare come i risultati così ottenuti siano gli stessi, a meno di errori di troncamento e di rappresentazione. Questo dimostra il buon grado di implementazione delle stesse nei software di calcolo (Figura 4.11).

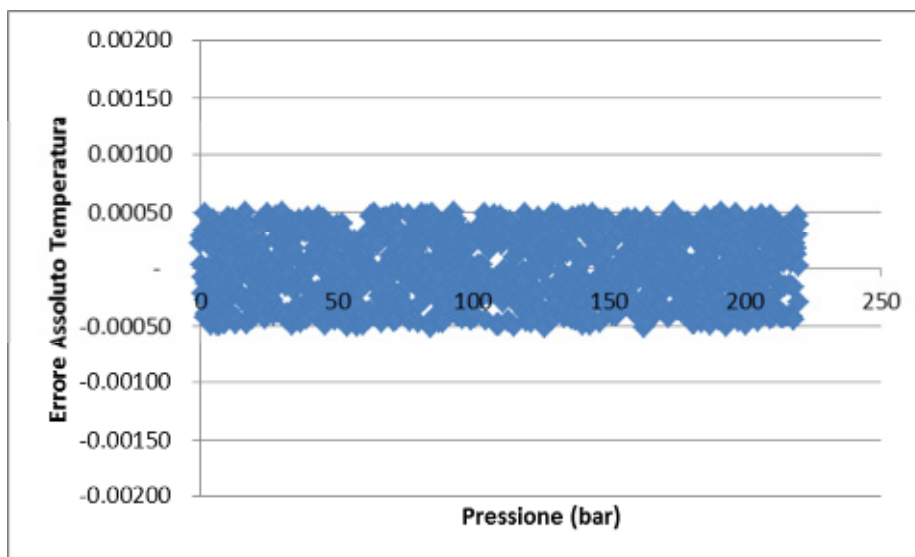


Figura 4.11 Errore assoluto della temperatura di saturazione tra software di calcolo e tabelle GE.

La stessa analisi è quindi stata ripetuta per i valori di entalpia, entropia e volume specifico.

Per chiarezza espositiva saranno riportati esclusivamente i grafici riguardanti l'entalpia, ma le medesime valutazioni trovano validità anche per l'entropia e il volume specifico, con risultati del tutto simili.

Nelle figure seguenti sono riportati gli andamenti dell'entalpia sulla curva limite inferiore (Figura 4.12) e sulla curva limite superiore (Figura 4.13).

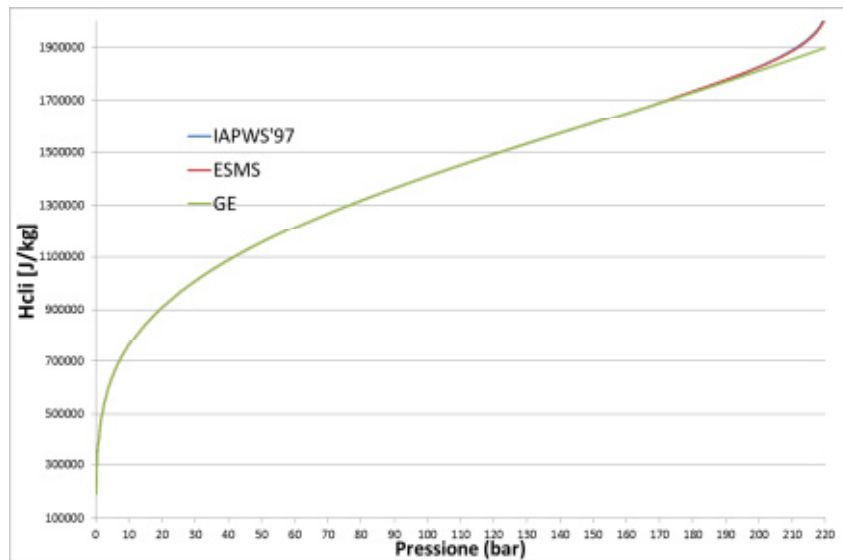


Figura 4.12: Andamento dell'entalpia sulla curva limite inferiore in funzione della pressione.

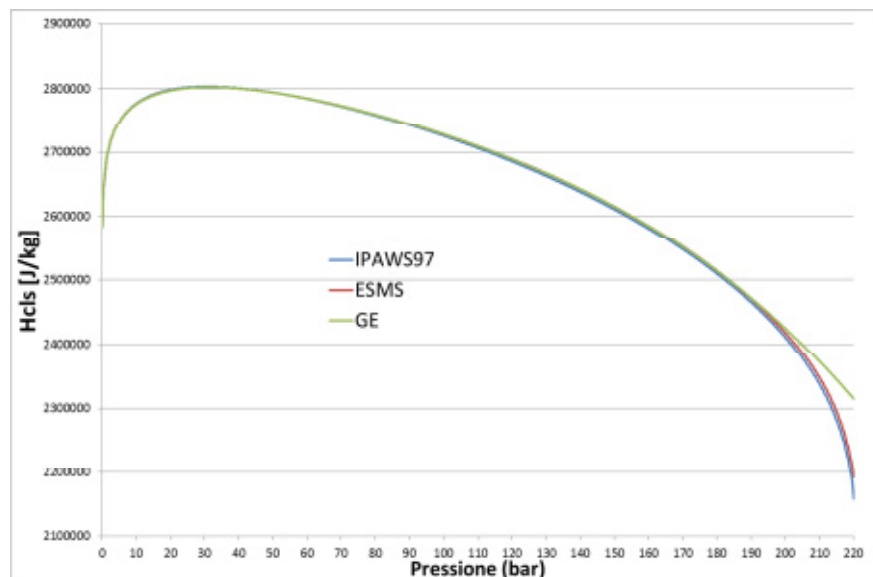


Figura 4.13: Andamento dell'entalpia sulla curva limite superiore in funzione della pressione.

Gli andamenti dell'entalpia mostrano come fino a circa 190 bar le librerie presenti nei tool di calcolo GE e *ESMS* siano praticamente simili alle librerie

IAPWS-97. Superato il valore di 180 bar le librerie presenti in ESMS continuano a seguire l'andamento delle librerie di riferimento, se pur con un piccolo margine di errore, le librerie GE sottostimano il valore dell'entalpia in caso di curva limite inferiore e lo sovrastimano nel caso contrario.

Andando a confrontare l'errore relativo rispetto alle IAPWS-97 (Figura 4.14, 4.15) si vede come l'errore risulti inferiore allo 0.2%, per entrambe le librerie fino a circa 180 bar, oltre, l'errore delle librerie GE diventano rilevanti giungendo anche al 7%.

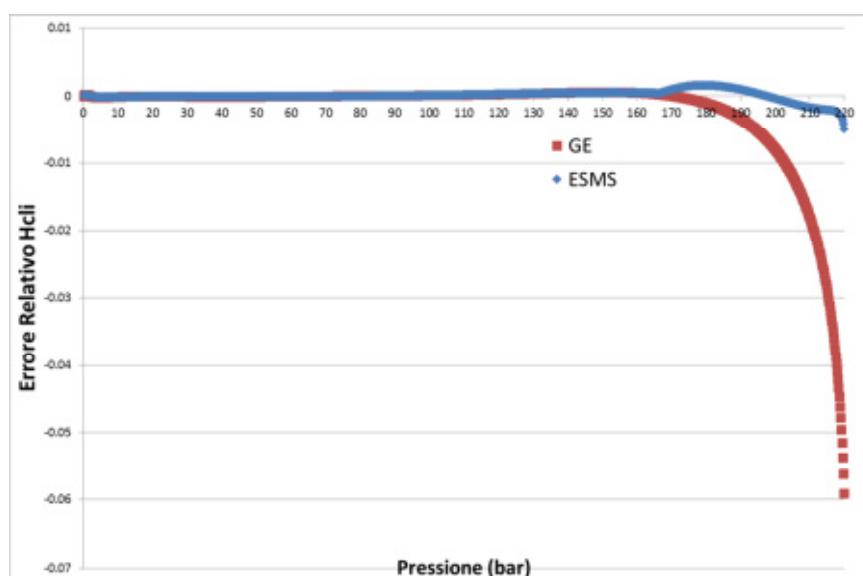


Figura 4.14: Errore relativo tra librerie GE e ESMS in caso di calcolo H-cl in funzione della pressione.

Come già detto, è da osservare che l'entalpia essendo sovrastimata in caso di vapore saturo e sottostimata in caso di liquido saturo, andando a determinare il calore latente di vaporizzazione, i due errori sarebbero sommati.

Analogamente a quanto detto per l'entalpia, anche nella valutazione dell'entropia e del volume specifico si ottengono errori non trascurabili nell'utilizzo delle librerie GE – Nuovo Pignone, che nel caso del volume specifico possono arrivare fino al 35% per valori di pressione superiore ai 200 bar.

Analogamente a quanto mostrato in precedenza, l'analisi delle caratteristiche termodinamiche dell'acqua sulla curva limite è stata ottenuta anche al variare della temperatura (Figure 4.16,4.17).

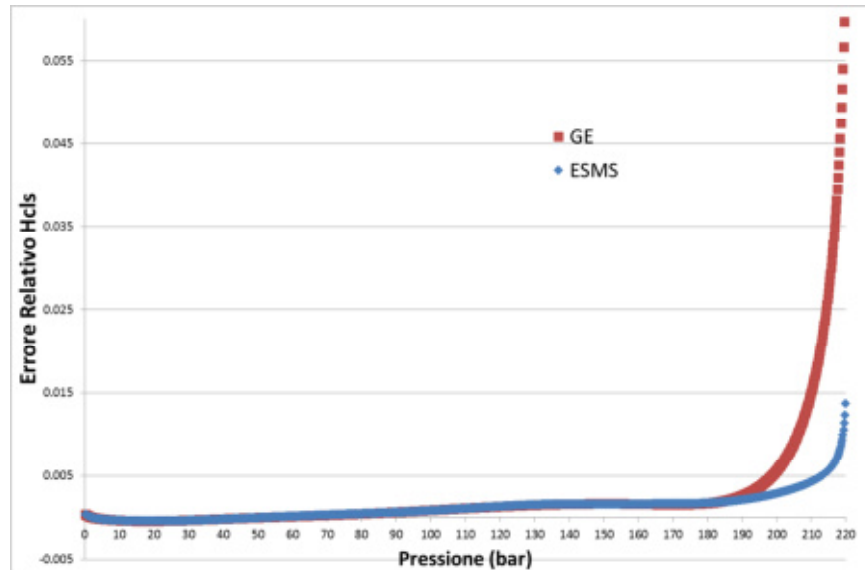


Figura 4.15: Errore relativo tra librerie GE e ESMS in caso di calcolo H-cls in funzione della pressione.

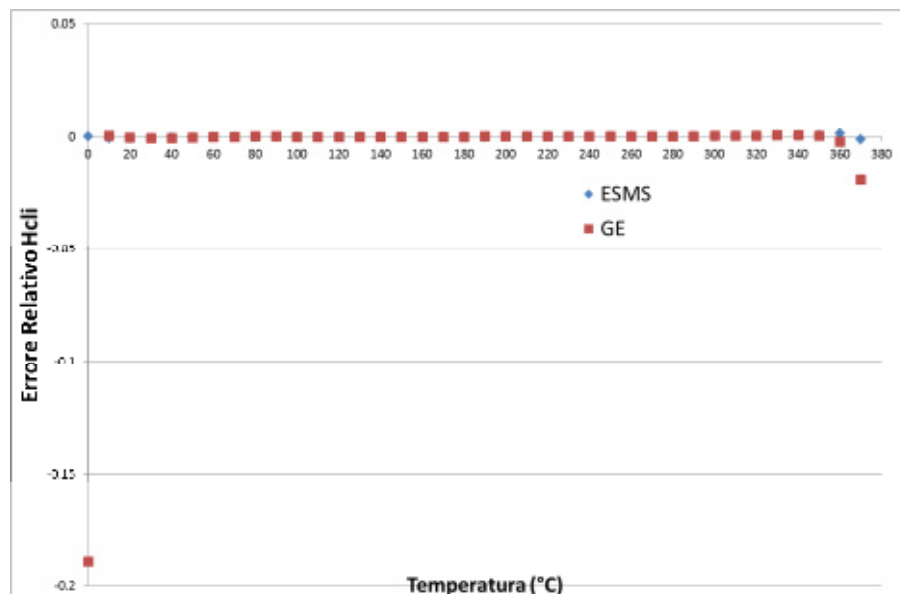


Figura 4.16: Errore relativo tra librerie GE e ESMS in caso di calcolo H-cls in funzione della temperatura.

Anche in questo caso le due librerie presentano risultati del tutto simili tra loro con un leggero aumento dell'errore per quanto riguarda la valutazione dell'entalpia lungo la curva limite superiore per temperature superiori a 200°C, in ogni caso l'errore non supera mai lo 0.2%. In prossimità della temperatura del punto critico l'errore per le librerie GE – Nuovo Pignone aumenta fino a circa 1.6%.

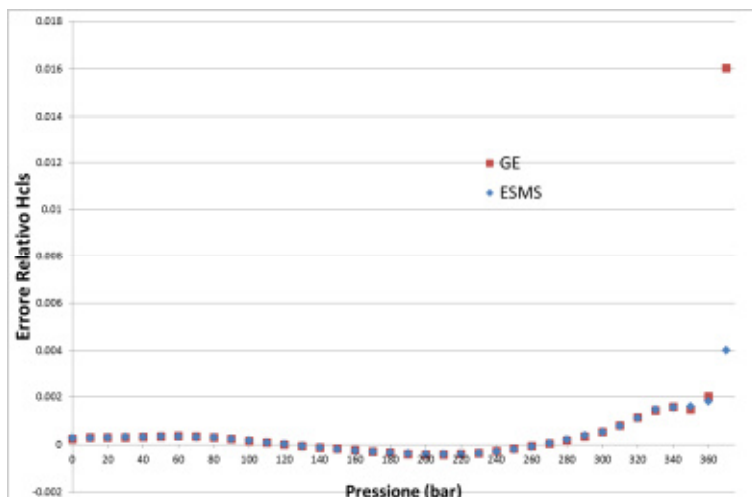


Figura 4.17: Errore relativo tra librerie GE e ESMS per il calcolo H-cls in funzione della temperatura.

L'ultimo confronto in merito alle librerie è stato effettuato valutando le caratteristiche termodinamiche del fluido in funzione della coppia di parametri temperatura, pressione.

Sono state calcolate entalpia ed entropia al variare della temperatura per tre diversi livelli di pressione (0.1,100.05,200 bar). Le librerie GE non forniscono risultati nel campo del liquido sia nella versione fortran sia nella versione Excel (Figure 4.18 e 4.19).

L'errore relativo per entalpia e entropia è in media inferiore allo 0.3% e l'andamento è del tutto simile tra le librerie GE e ESMS.

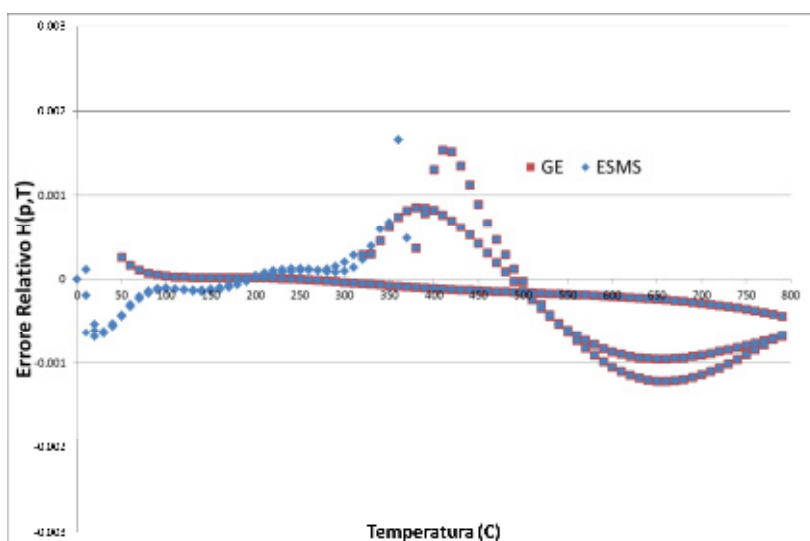


Figura 4.18: Errore relativo nella valutazione dell'entalpia in funzione di temperatura e pressione.

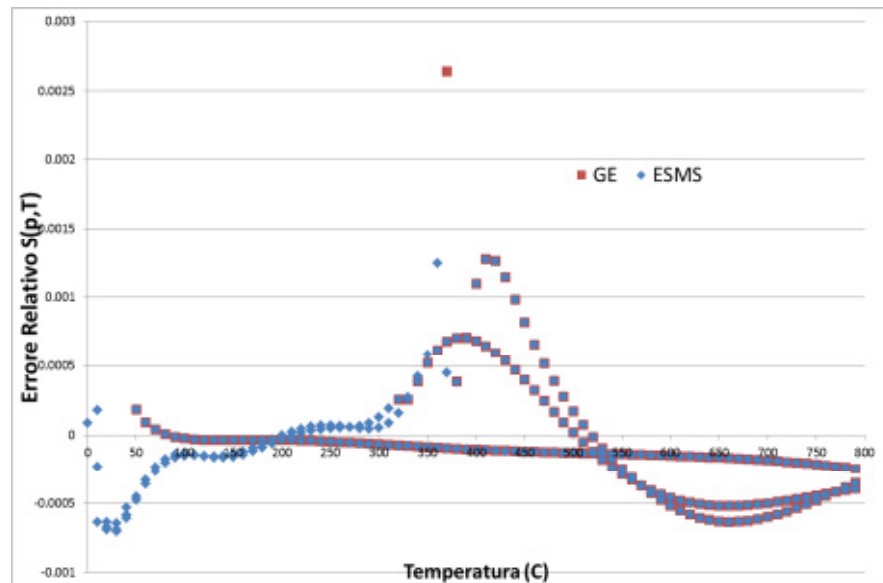


Figura 4.19: Errore relativo nella valutazione dell'entropia in funzione di temperatura e pressione.

L'analisi in questione permette quindi di affermare che le librerie del vapore di GE - Nuovo Pignone e LibWat'67, presenti nel codice modulare ESMS sono analoghe e con buona confidenza, che derivano dallo stesso approccio.

Le librerie del vapore di GE Nuovo Pignone sono state ben integrate nei software di calcolo, nonostante questo si riscontrano alcune problematiche:

- errori rilevanti nelle condizioni di saturazione per pressioni maggiori di 180-190 bar,
- non funzionano nel campo del liquido.

Queste problematiche risultano comunque marginali durante la fase di design di una turbina a vapore, in quanto le macchine di produzione GE – Nuovo Pignone operano per pressioni nettamente inferiori a 180 bar e in condizioni di vapore saturo o umido.

L'assenza di formulazioni relative allo stato liquido può diventare un problema nel momento in cui il software di calcolo BoP, completamente integrato nei server di calcolo dovesse interrogare librerie GE – Nuovo Pignone.

Capitolo 5

Simulazione e ottimizzazione degli impianti

5.1 Scelta e modellazione dell'impianto di riferimento

Nel presente capitolo viene descritto il procedimento attraverso il quale è stato elaborato il modello di simulazione per l'analisi delle prestazioni della caldaia a recupero di un impianto termoelettrico a ciclo combinato. Attraverso il codice modulare *ESMS* sono state simulate le condizioni di funzionamento di design con riferimento ad un *Industrial Case*.

L'impianto di riferimento è un ciclo combinato costituito da una turbina a vapore, una turbine a gas aeroderivate LM6000PF da circa 45 MW di potenza, e un generatore di vapore a recupero a due livelli di pressione. La potenza netta dell'impianto è circa 110 MW.

Le condizioni operative dell'impianto e le caratteristiche dei fumi in ingresso alla caldaia a recupero sono riportate in Tabella 5.1.

In fase di design il codice modulare esegue un'analisi di tipo termodinamico sui componenti del modello, determinando così le grandezze termodinamiche di pressione, portata e temperatura. Inoltre, associando le equazioni della quantità di moto e dello scambio termico, permette di ottenere informazioni sulla geometria dei componenti, grazie alle quali sarà in seguito possibile determinare le performance dell'impianto in condizioni di fuori progetto.

Condizione operativa		Base load unfired
Temperatura ambiente	[°C]	30.0
Umidità relativa		40%
Pressione	[bar]	1.012
Carico TG		100%
Condizioni dei gas di scarico		
Portata	[kg/s]	253.3
Temperatura	[°C]	458.1
Pressione	[bar]	1.037
Composizione dei gas di scarico		
N ₂	fraz. vol.	0.7292
O ₂	fraz. vol.	0.1349
CO ₂	fraz. vol.	0.0324
H ₂ O	fraz. vol.	0.0948
Ar	fraz. vol.	0.00872

Tabella 5.1: Condizioni operative dell'impianto.

L'impianto a ciclo combinato è stato analizzato concentrando l'attenzione sul generatore di vapore a recupero e sulla turbina a vapore. La turbina a gas non è stata modellata direttamente, ma si è fatto riferimento soltanto alle curve caratteristiche dei fumi, mentre altri elementi, come le pompe di alimento o il gruppo elettrico, non sono stati trattati in questo studio.

Il lato vapore del corpo caldaia è costituito da due livelli di pressione, attraverso i quali l'acqua viene portata in condizioni di vapore surriscaldato e diretta nei corpi di alta e bassa pressione della turbina. I fluidi coinvolti nello scambio termico lavorano in controcorrente e la disposizione dei banchi economizzatori, evaporatori e surriscaldatori presenta alcune particolarità rispetto alla semplice disposizione in serie dei corpi di bassa ed alta pressione. Seguendo la

direzione di percorrenza dei fumi di scarico delle due turbine a gas (si faccia riferimento allo schema riportato in Figura 5.2), si trovano i banchi surriscaldatore ed evaporatore di alta pressione, denominati rispettivamente HP_{sh} e HP_{eva} , quindi collegato all'evaporatore troviamo il banco economizzatore HP_{eco3} .

Si noti come il blocco di economizzatori di alta pressione (HP_{eco1} , HP_{eco2} , HP_{eco3}) sia suddiviso in tre diversi banchi collocati in interposizione con altri scambiatori e quindi ad una determinata distanza l'uno dall'altro. Tra il secondo e il terzo banco economizzatore di alta pressione è stato collocato il surriscaldatore di bassa pressione IP_{sh} , quindi procedendo seguendo la direzione dei fumi si trova l'evaporatore di bassa pressione IP_{eva} .

Per i successivi scambiatori (IP_{eco} , HP_{eco1}) è stata adottata una disposizione in parallelo: questa viene rappresentata nel modello *ESMS* dividendo i gas di scarico in due flussi distinti attraverso l'elemento deviatore dev_{gas} , in modo che i due scambiatori lavorino con gas nelle medesime condizioni termodinamiche. Infine a valle dei due economizzatori in parallelo si trova un ulteriore scambiatore (*LTE*) che riscalda l'acqua a bassa temperatura proveniente dal condensatore, permettendo un miglior recupero termico e temperature al camino inferiori. Passando al lato acqua-vapore si può osservare come sia stata modellata la fase di pressurizzazione dell'acqua.

Una prima pompa (*LTE-pump*) preleva l'acqua a bassa pressione dal condensatore e la porta a una pressione di circa 1.5 bar, in modo da evitare la formazione di vapore all'interno dei fasci tubieri del primo scambiatore e limitare i problemi di cavitazione per la pompa a valle. La pompa *IPpump* alimenta, attraverso l'elemento deviatore dev_1 , il circuito acqua-vapore di bassa pressione e

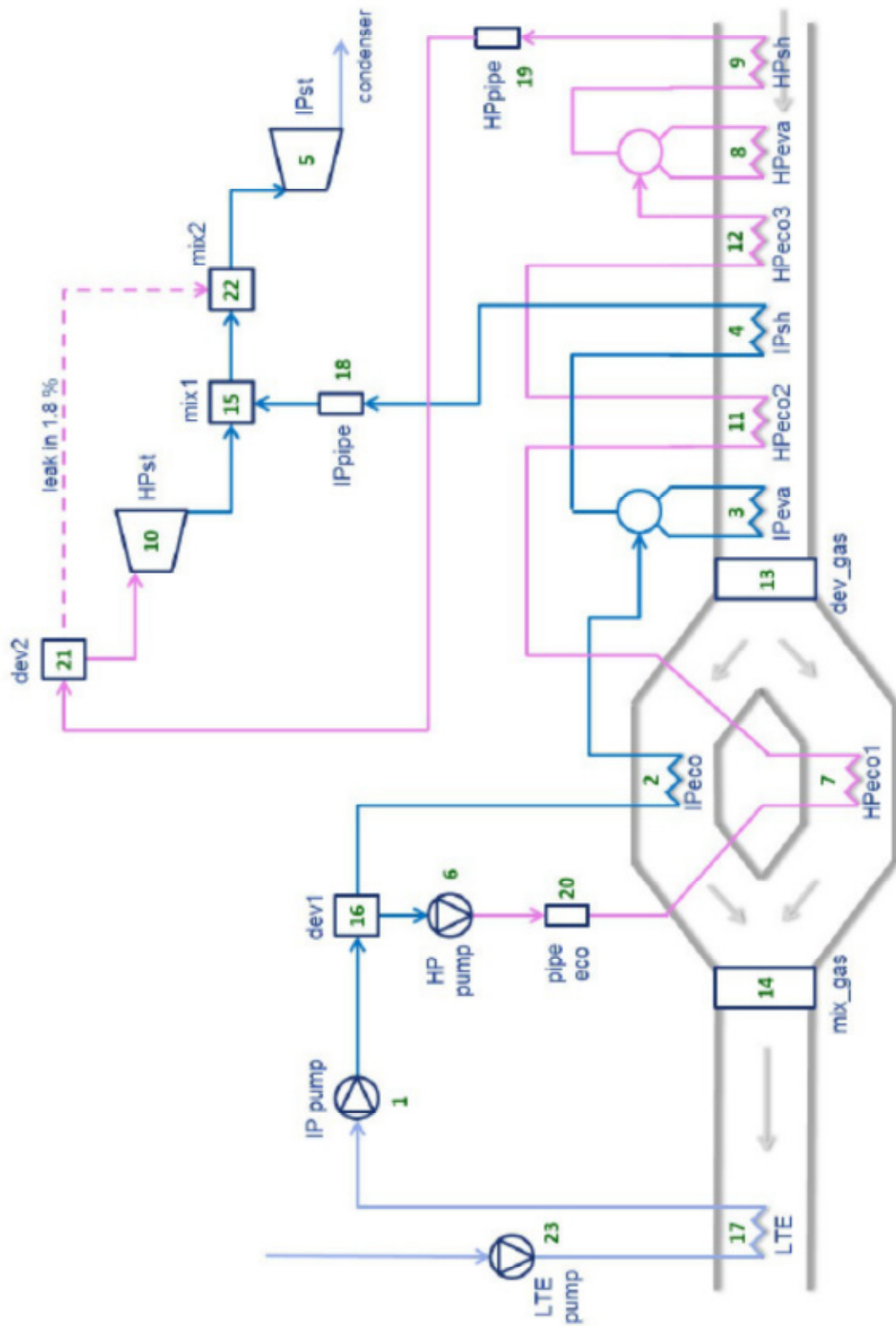


Figura 5.1: Layout del modello ESMS.

la pompa *HPpump* per il circuito di alta pressione. Le perdite di pressione sono modellate assegnando un coefficiente di perdita per ogni elemento scambiatore e aggiungendo al modello elementi di tipo tubo (*pipeeco*, *IPpipe*, *HPpipe*) che consentono di aggiungere delle perdite concentrate.

La turbina con iniezione è stata modellata con cinque elementi: un deviatore, due miscelatori e due turbine. Il vapore di alta pressione entra nella prima turbina (*HPst*) attraverso l'elemento deviatore *dev₂*, che simula le perdite di vapore per trafilamento nel corpo di alta pressione attraverso un flusso di vapore che si inserisce direttamente a valle dell'iniezione, nell'elemento miscelatore *mix₂*. A valle della turbina di alta pressione viene iniettato il vapore proveniente dal circuito di bassa pressione della caldaia, quindi il vapore viene espanso nella turbina *IPst* e inviato al condensatore.

In fase di modellazione sono state innanzitutto assegnate le condizioni relative ai fumi in ingresso in termini di pressione, portata e temperatura. Per il lato acqua sono state a loro volta definite le condizioni di temperatura e pressione dell'acqua in ingresso al primo scambiatore (*LTE*). Assegnate le perdite di pressione di ciascun elemento scambiatore e definiti i valori di ΔT di Pinch Point, Approach Point e subcooling, si sono quindi ricavati i valori di portata.

La verifica delle condizioni di esercizio simulate con il codice modulare *ESMS* è stata affiancata ai valori indicati nel datasheet dell'impianto. Confrontando tali valori con quelli di output dei singoli componenti di *ESMS* è stato possibile determinare i parametri di design degli elementi, come l'efficienza degli scambiatori, i coefficienti di perdita di pressione e le portate smaltite dai deviatori.

Le tabelle riportate di seguito propongono un confronto dei risultati ottenuti da una prima fase di modellazione in *ESMS* rispetto ai valori forniti dai costruttori. La stima delle grandezze termodinamiche calcolate dal codice modulare è decisamente confortante. In Tabella 5.2 sono riportati i valori della pressione di acqua/vapore in ingresso e uscita da ciascun elemento della caldaia. I valori calcolati dal codice modulare rispecchiano fedelmente i valori del datasheet, sia per la sezione di alta pressione che per quella di bassa, dove gli errori relativi più alti sono dovuti al minore valore delle grandezze in gioco. Tale risultato è stato

raggiunto assegnando, nota la pressione in ingresso di ciascun elemento, un coefficiente di perdita tale da ottenere la pressione in uscita desiderata.

Per quanto riguarda le temperature del lato acqua (Tabella 5.3), gli errori riscontrati sono leggermente maggiori, pur restando entro valori accettabili. Ciò è dovuto al fatto che la temperatura non è stata imposta per ogni elemento del modello, ma dipende da diversi fattori quali la portata dei flussi e l'efficienza degli scambiatori.

Passando invece al lato fumi (Tabella 5.4), si ha una riproduzione dei valori di temperatura con un errore massimo dell'ordine dello 0.3%. L'errore percentuale rilevato sulle temperature dei fumi è ottenuto attraverso il rapporto tra la differenza tra valore ottenuto e valore di riferimento ed il ΔT dello scambio termico lato fumi (circa 340°C).

Lato vapore	Datasheet	Modello ESMS	Errore [%]
P out HPsh [bar]	51.75	51.752	0.00
P in HPsh [bar]	53.56	53.562	0.00
P out HPeva [bar]	53.56	53.562	0.00
P in HPeva [bar]	53.56	53.562	0.00
P out HPeco3 [bar]	53.56	53.562	0.00
P in HPeco3 [bar]	53.94	53.940	0.00
P out IPsh [bar]	6.424	6.425	0.01
P in IPsh [bar]	6.681	6.682	0.01
P out HPeco2 [bar]	53.94	53.940	0.00
P in HPeco2 [bar]	54.3	54.298	0.00
P out IPeva [bar]	6.681	6.682	0.01
P in IPeva [bar]	6.681	6.682	0.01
P out HPeco1 [bar]	54.3	54.298	0.00
P in HPeco1 [bar]	55.16	55.159	0.00
P out IPeco [bar]	6.681	6.682	0.01
P in IPeco [bar]	6.882	6.882	0.00
P out LTE [bar]	1.435	1.434	-0.07
P in LTE [bar]	1.51	1.509	-0.07

Tabella 5.2: Pressioni lato vapore.

Lato vapore		Datasheet	Modello ESMS	Errore [%]
T out HPsh	[°C]	440.1	440.10	0.00
T in HPsh	[°C]	268.3	268.25	-0.02
T out HPeva	[°C]	268.3	268.25	-0.02
T in HPeva	[°C]	262.2	262.15	-0.02
T out HPeco3	[°C]	262.2	262.15	-0.02
T in HPeco3	[°C]	227.2	227.21	0.00
T out IPsh	[°C]	230.1	230.46	0.16
T in IPsh	[°C]	163.1	163.09	0.00
T out HPeco2	[°C]	227.2	227.21	0.00
T in HPeco2	[°C]	157.2	157.09	-0.07
T out IPeva	[°C]	163.1	163.09	0.00
T in IPeva	[°C]	157.2	157.19	0.00
T out HPeco1	[°C]	157.2	157.09	-0.07
T in HPeco1	[°C]	111.3	111.31	0.01
T out IPeco	[°C]	157.2	157.19	0.00
T in IPeco	[°C]	110.2	110.01	-0.17
T out LTE	[°C]	110.0	110.01	0.01
T in LTE	[°C]	50.39	50.39	0.00

Tabella 5.3: Temperatura lato vapore.

Lato fumi		Datasheet	Modello ESMS	Errore [%]
T in HPsh	[°C]	458.1	458.1	0.00
T out HPsh	[°C]	416.5	417.56	0.31
T in HPeva	[°C]	416.5	417.56	0.31
T out HPeva	[°C]	276.3	276.25	-0.01
T in HPeco3	[°C]	276.3	276.25	-0.01
T out HPeco3	[°C]	261.5	261.96	0.14
T in IPsh	[°C]	261.5	261.96	0.14
T out IPsh	[°C]	257.3	257.81	0.15
T in HPeco2	[°C]	257.3	257.81	0.15
T out HPeco2	[°C]	229.9	229.35	-0.17
T in IPeva	[°C]	229.9	229.35	-0.17
T out IPeva	[°C]	171.1	171.09	0.00
T in dev_gas	[°C]	171.1	171.09	0.00
T in HPeco1	[°C]	171.1	171.09	0.00
T out HPeco1	[°C]		144.14	
T in IPeco	[°C]	171.1	171.09	0.00
T out IPeco	[°C]		154.65	
T out mix_gas	[°C]	147.9	147.82	-0.02
T in LTE	[°C]	147.9	147.82	-0.02
T out LTE	[°C]	118.2	118.05	-0.04

Tabella 5.4: Temperatura lato fumi.

In Tabella 5.5 è riportato un confronto sui valori di producibilità del vapore. Gli errori riscontrati sono molto contenuti, a conferma della buona aderenza del modello *ESMS* con i dati di riferimento dell'impianto. Di conseguenza, dato lo stretto legame che relaziona portata di vapore e calore scambiato, anche il confronto sui valori di calore scambiato in ciascun banco scambiatore presenta errori molto contenuti. In Tabella 5.6 sono stati riportati i valori del calore cumulativo scambiato nella direzione dei fumi, con l'errore percentuale calcolato come rapporto tra la differenza tra valore ottenuto e valore di riferimento e il calore complessivo scambiato in caldaia (circa 95 MW).

Per ogni scambiatore il calore trasferito è calcolato come prodotto tra la differenza di temperatura media logaritmica ΔT_{ml} , il coefficiente di scambio termico globale K e la superficie di scambio termico A (Tabella 5.7).

<u>Producibilità vapore</u>		Datasheet	Modello ESMS	Errore [%]
Sezione HP	[kg/s]	23.983	23.988	0.02
Sezione IP	[kg/s]	7.633	7.632	-0.01
Al condensatore	[kg/s]	31.611	31.620	0.03

Tabella 5.5: Producibilità del vapore.

<u>Calore scambiato</u>		Datasheet	Modello ESMS	Errore [%]
HPsh	[MW]	11.987	12.005	0.02
HPeva	[MW]	51.448	51.489	0.04
HPeco3	[MW]	55.525	55.552	0.03
IPsh	[MW]	56.693	56.729	0.04
HPeco2	[MW]	64.238	64.290	0.05
IPeva	[MW]	80.250	80.295	0.05
HPeco1 + IPeco	[MW]	86.513	86.574	0.06
LTE	[MW]	94.510	94.572	0.06

Tabella 5.6: Calore cumulativo scambiato.

Elemento	ΔT_{mi} (K)	UA (kW/K)	Q (kW)
HPsh	62.07	193.43	12005
HPeva	48.29	817.72	39483
HPeco3	22.89	177.52	4064
IPsh	57.42	20.49	1177
HPeco2	48.48	155.95	7561
IPeva	27.56	580.77	16005
HPeco1	22.10	213.85	4725
IPeco	26.35	55.99	1554
LTE	51.30	155.90	7997

Tabella 5.7: Grandezze caratteristiche degli scambiatori.

In Figura 5.2 è riportato il profilo delle temperature in funzione del calore scambiato dal generatore di vapore nelle condizioni di progetto.

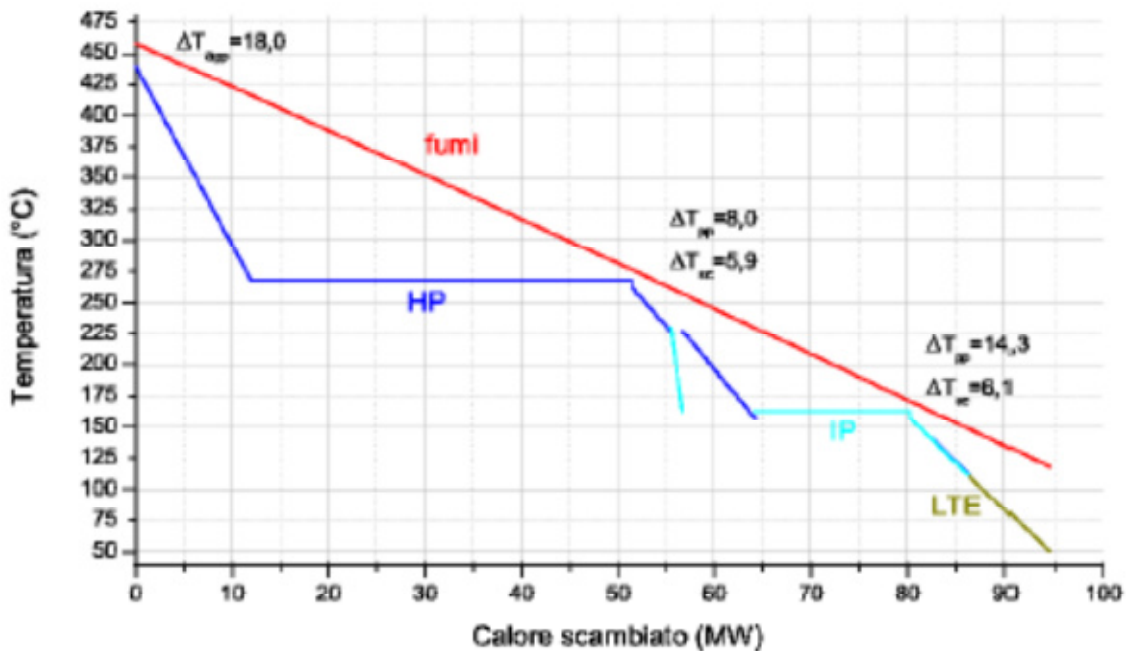


Figura 5.2: Grafico Temperatura/Calore scambiato.

In tale grafico sono anche evidenziati i valori dei parametri caratteristici del modello di caldaia, come ΔT_{pp} , il ΔT_{sub} e il ΔT_{app} . Infine il grafico di Figura 5.3 rappresenta il ciclo termodinamico dell'impianto in funzione di temperatura ed entropia.

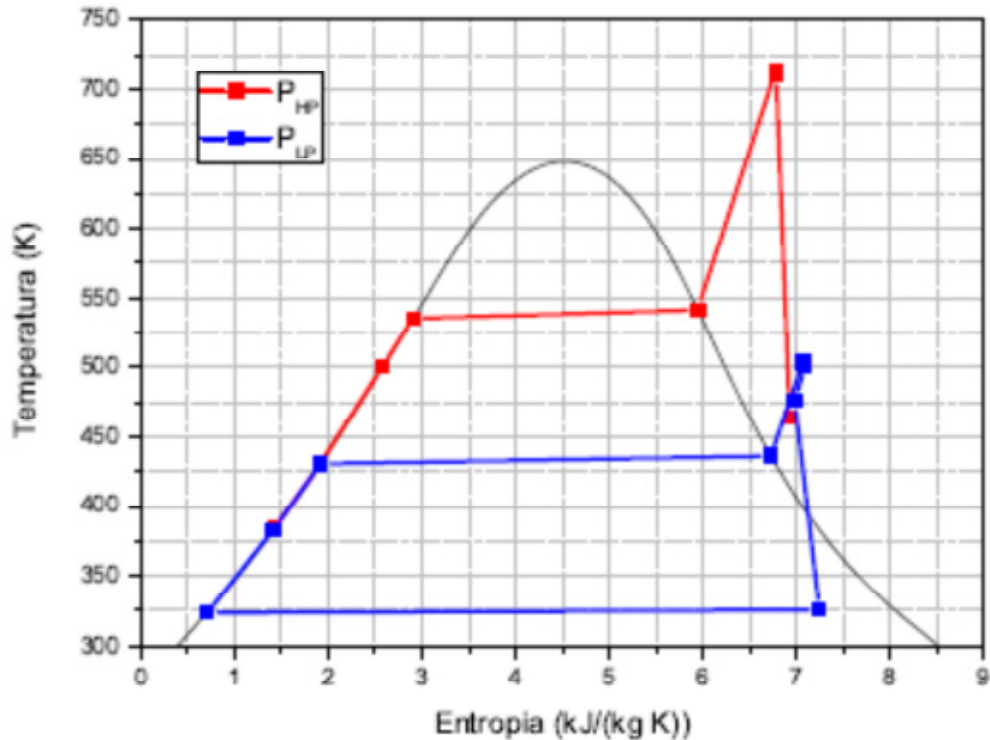


Figura 5.3: Grafico Temperatura/entropia.

5.2 Ottimizzazione dell'impianto (*ESMS*)

Nell'ambito della progettazione dell'impianto l'analisi delle prestazioni di design della caldaia e della turbina ricopre un ruolo fondamentale. Infatti, ogni componente dell'impianto è ottimizzato per operare alle condizioni di design specificate, di conseguenza per diverse condizioni operative si otterranno componenti con una diversa geometria.

Con l'analisi di design si è cercato per prima cosa di individuare il range di lavoro dell'impianto e soprattutto per quali valori di alta e bassa pressione viene raggiunta la massima potenza prodotta.

L'impianto è stato testato al variare delle due pressioni caratteristiche della caldaia: per l'alta pressione si è scelto di operare in un range compreso tra i 50 bar e i 100 bar, ad intervalli di 3 bar; mentre per la bassa pressione i casi di studio vanno da un valore minimo di 4 bar fino a 9 bar, ad intervalli di 1 bar.

La potenza prodotta dall'impianto combinato è ottenuta come somma della potenza prodotta dalla turbina di alta pressione e da quella di bassa:

$$W_{tot} = W_{HP} + W_{LP}$$

Entrambi i termini dell'equazione possono essere espressi come prodotto di una portata di vapore per un lavoro specifico:

$$W = m \cdot L_s$$

Si tenga presente che la portata di vapore che è elaborata dalla turbina di bassa pressione è il risultato della somma della portata del circuito di alta pressione con la portata dell'iniezione relativa al circuito a bassa pressione:

$$m_{LP,t} = m_{HP,t} + m_{inj}$$

La potenza prodotta dalle due turbine di alta e bassa pressione è ricavata tramite l'equazione descritta. non tiene però conto della potenza assorbita dalle pompe di alimento. In Figura 5.4 è possibile apprezzare l'effetto delle pompe sulla potenza effettiva generata dall'impianto: fissato il livello di bassa pressione, la potenza assorbita dalle pompe cresce linearmente con la pressione del circuito HP, col risultato che la potenza effettiva presenta un punto di massimo in corrispondenza di pressioni inferiori rispetto alla potenza generata dalle turbine.

Tale procedura è stata ripetuta per tutte le configurazioni di pressioni, variando sia la pressione del circuito HP che quella del circuito LP. Si è ottenuto quindi l'andamento della potenza netta dell'impianto all'interno del campo di pressioni analizzato (Figura 4.12).

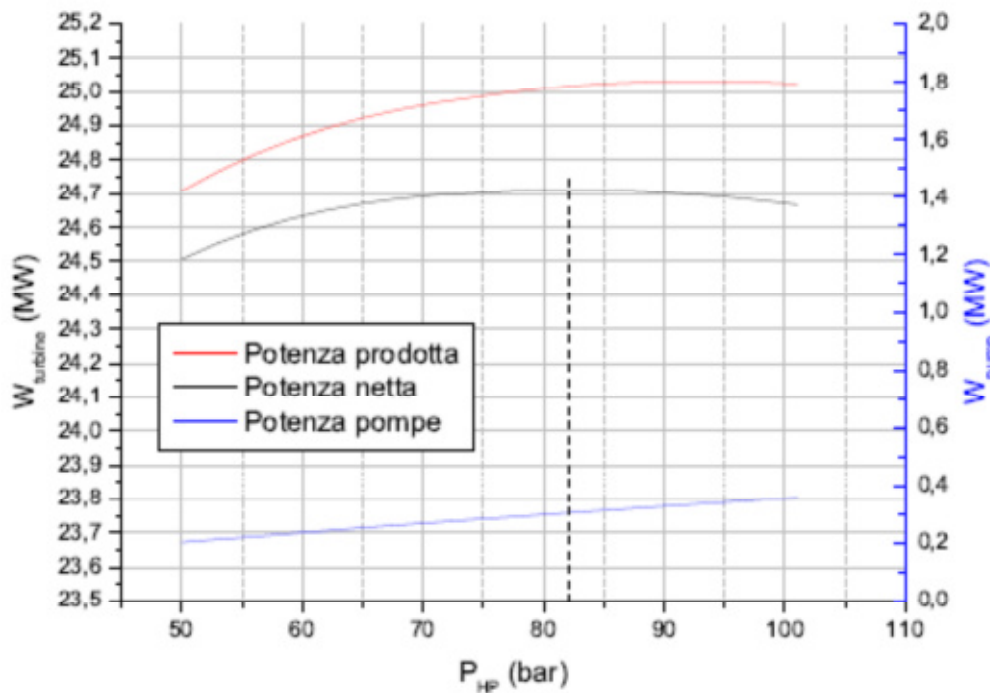


Figura 5.4: Andamento della potenza in funzione dell'alta pressione ($P_{LP}=6$ bar).

A questo punto sarebbe naturale lavorare alla configurazione di pressioni in corrispondenza del massimo della potenza. In realtà tali valori di massimo non sono sempre raggiungibili, in quanto il campo operativo dell'impianto risente dei vincoli imposti sui singoli componenti dell'impianto stesso:

- nella turbina il vapore, espandendosi, può raggiungere negli stadi di bassa pressione le condizioni di vapore umido. Tale condizione deve essere tenuta sotto controllo per mantenere una buona efficienza della macchina e per evitare l'usura o il danneggiamento delle pale. Per questo motivo è stato imposto un limite al titolo di fine espansione del vapore per valori di $X_{LP} = 0.89$.
- nella caldaia a recupero la temperatura dei gas diminuisce progressivamente cedendo calore ad acqua e vapore. Una temperatura dei fumi al camino molto bassa è indice di un buon recupero del calore e di una buona efficienza dell'impianto. Sfortunatamente tale temperatura viene limitata per evitare la formazione di condense acide nelle parti più fredde del camino, che danneggerebbero l'integrità della struttura. Tale limite dipende dal tipo di combustibile utilizzato: in

questo caso, operando con gas naturale, è stato preso un limite di 120°C.

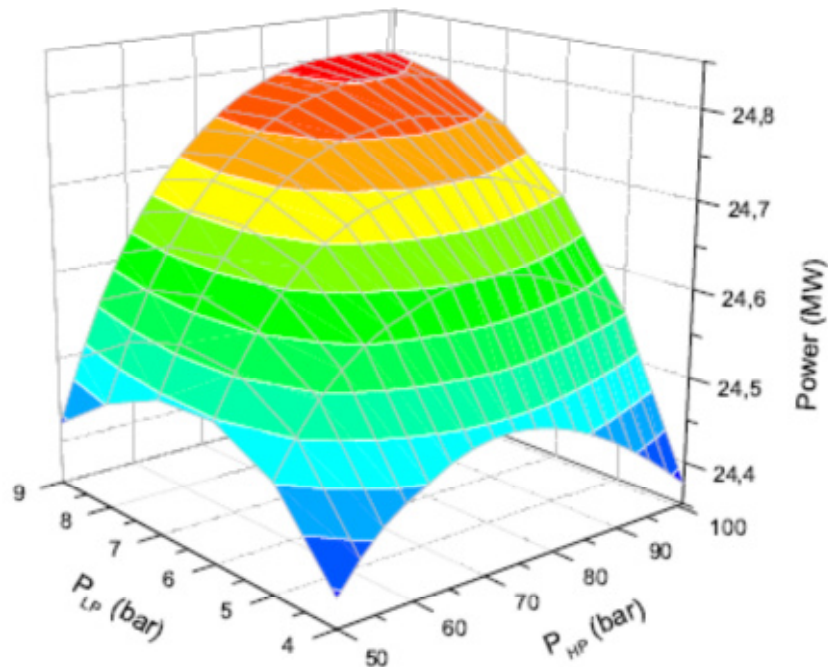


Figura 5.5: Potenza al variare delle pressioni.

L'andamento del titolo di fine espansione del vapore dipende sia dalla pressione del circuito HP che da quella del circuito LP. In Figura 5.6 è possibile osservare come il titolo vari all'interno del range di pressioni studiato: la zona nella quale il titolo di vapore è più basso, quindi dove è maggiore la presenza di acqua allo stato liquido, risulta essere in corrispondenza delle condizioni di alta pressione di entrambi i circuiti.

La temperatura dei fumi al camino dipende principalmente dalla pressione del circuito LP. Questa, infatti, determina la temperatura di ebollizione dell'acqua e di conseguenza la quantità di calore che è scambiata dall'ultimo banco economizzatore: alle alte pressioni la temperatura al camino si mantiene elevata, mentre per pressioni inferiori la temperatura tende a diminuire e ad avvicinarsi al punto di rugiada dei fumi.

Le linee quasi orizzontali visibili nel grafico di Figura 5.7 confermano come la temperatura dei fumi al camino sia molto più sensibile alle variazioni di pressione del circuito LP rispetto a quelle del circuito HP.

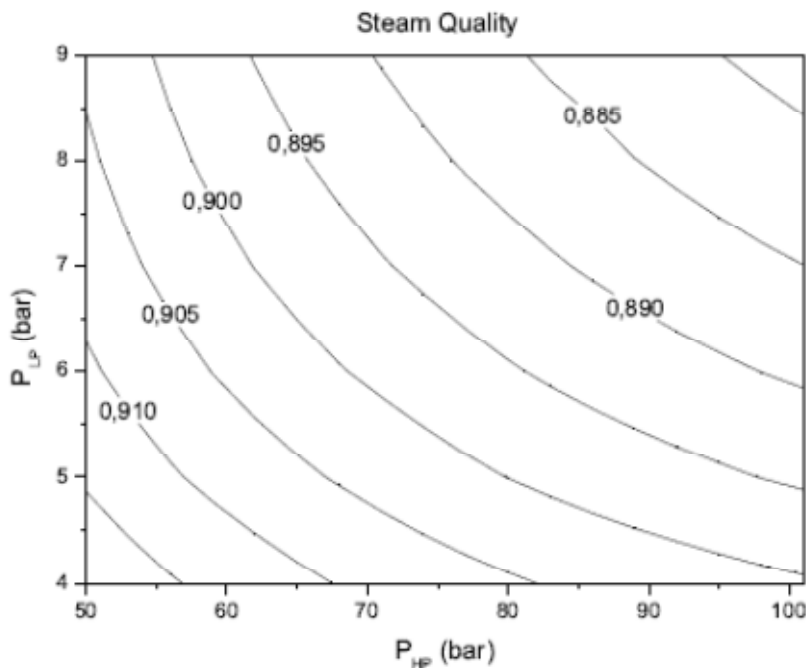


Figura 5.6: Titolo di fine espansione del vapore al variare delle pressioni.

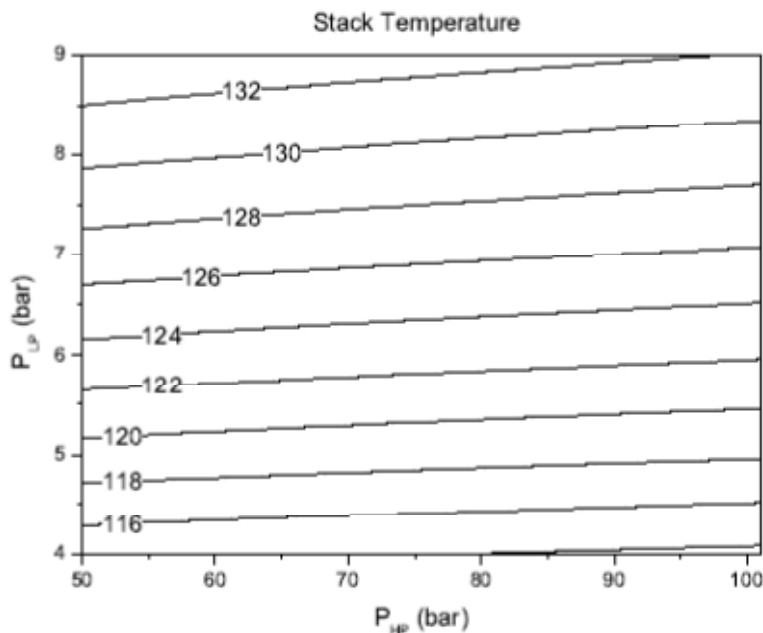


Figura 5.7: Temperatura dei fumi al camino al variare delle pressioni.

Alla luce delle considerazioni fatte, è possibile ridurre il campo operativo dell'impianto tenendo presente i limiti sul titolo di fine espansione del vapore e sulla temperatura dei fumi al camino. Il risultato ottenuto è visibile in Figura 5.8: al crescere della pressione del circuito HP il campo di operabilità dell'impianto tende a ridursi, mentre per quanto riguarda il circuito LP si registra una pressione minima di esercizio di circa 5 bar. La potenza massima che la turbina a vapore può produrre alle normali condizioni di esercizio è pari a circa 24.76 MW, in corrispondenza di una pressione del circuito HP di circa 82 bar e una pressione del circuito LP di circa 7.2 bar.

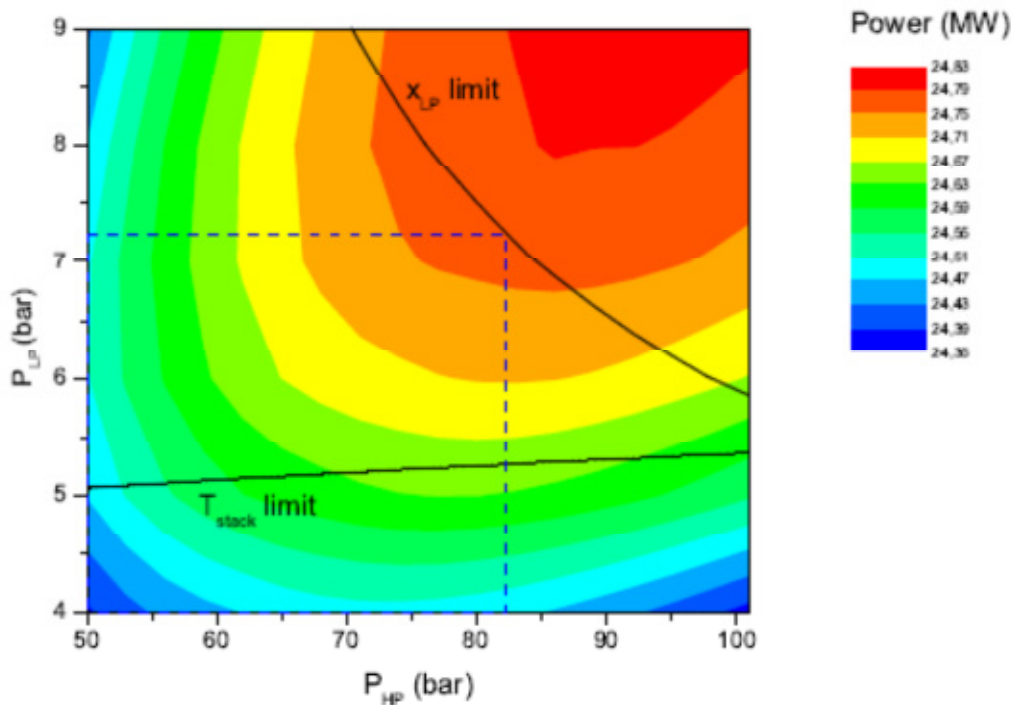


Figura 5.8: Potenza al variare delle pressioni con limiti sulle condizioni operative.

5.3 Simulazione dell'impianto combinato attraverso ESMS-RE

Nell'analisi svolta nel precedente paragrafo la turbina a vapore è stata modellata utilizzando due distinti elementi turbina, rispettivamente per la sezione di alta e bassa pressione. Tale modello, denominato *turbv*, è stato messo a confronto con il modello *turbvNP*, realizzato con un unico elemento turbina.

L'impianto con la turbina *turbvNP*, già descritta precedentemente, si differenzia da quello con i due elementi *turbv* per diversi motivi:

- le operazioni di calcolo relative all'elemento turbina sono demandate ad un tool di calcolo specifico di *STS2*, quindi esterno al codice modulare. Ciò porta a calcoli in genere più precisi e completi, ma richiede un tempo di calcolo maggiore,
- l'elemento *turbvNP* simula la turbina a vapore in modo più dettagliato, prendendo in considerazione anche le fughe di vapore e le perdite per trafileamento. Il modello dell'impianto risulta quindi semplificato rispetto a quello di Figura 5.1: in questo caso infatti non sono più necessari gli elementi deviatori e miscelatori destinati alla simulazione delle perdite di trafileamento e alla miscelazione del vapore,
- per la turbina a vapore utilizzata nei calcoli si fa riferimento ad un progetto di turbina già definito, effettivamente esistente o creato appositamente per l'impianto. L'elemento *turbvNP* funge da collegamento tra il codice modulare e il progetto caricato nell'archivio di *STS2*. Le prestazioni della turbina vengono quindi ottimizzate in base alle condizioni termodinamiche del vapore provenienti dall'impianto,
- il progetto di turbina deve essere opportunamente definito in base alle caratteristiche del vapore derivanti dall'impianto, così da permettere una veloce e sicura convergenza del calcolo. Il collegamento realizzato tra il codice modulare e *STS2*, quindi, facilita e velocizza l'ottimizzazione reciproca dell'impianto e della turbina.

Di seguito vengono evidenziate le differenze tra i due modelli in termini di prestazioni dell'impianto.

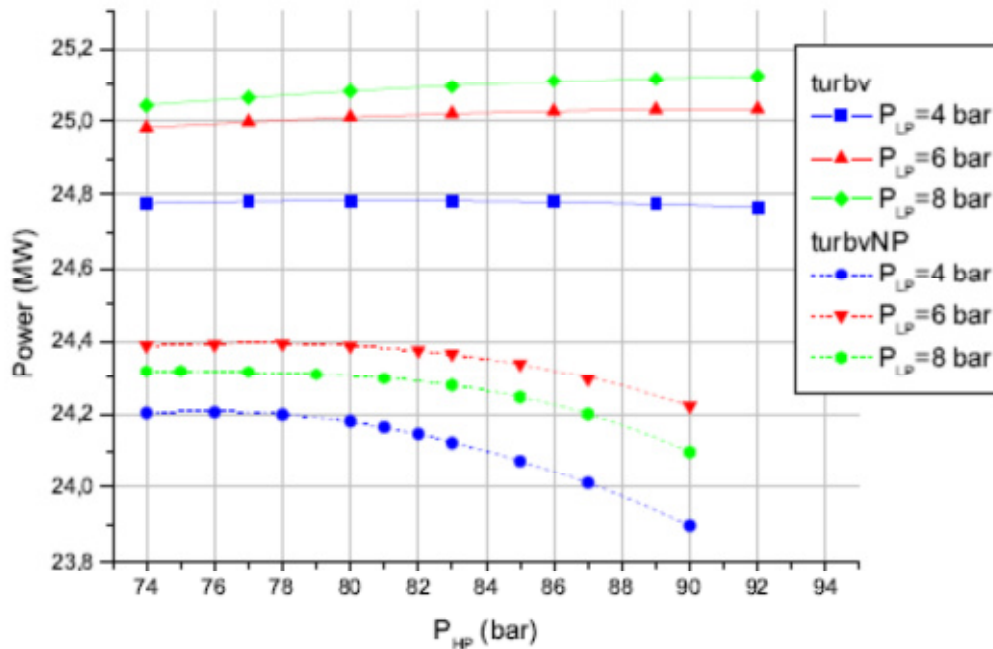


Figura 5.9: Potenza generata dalla turbina a vapore al variare della pressione P_{HP} .

Il confronto è stato effettuato imponendo ai due modelli le stesse condizioni di pressione del vapore in ingresso in turbina, sia nel circuito di alta pressione che in quello di bassa: fissata la pressione del circuito LP sono state indagate le prestazioni dell'impianto al variare della pressione HP, spingendosi fino ai limiti di funzionamento derivanti del progetto di turbina utilizzato.

Per il circuito LP sono stati valutati tre valori di pressione (4, 6 e 8 bar), mentre per il circuito HP le condizioni di pressione in ingresso variano in un range compreso tra 74 e 90 bar.

Per prima cosa sono stati messi a confronto i valori di potenza generati dalla turbina nei modelli *turbv* e *turbvNP*. In Figura 5.9 si può osservare come la potenza generata dal modello *turbvNP* risulti inferiore rispetto al modello *turbv*: per bassi valori di P_{HP} si hanno differenze di potenza dell'ordine di 600-700 kW,

mentre per pressioni maggiori la differenza aumenta, raggiungendo valori compresi tra 800 kW e 1 MW.

Le curve relative alla configurazione *turbvNP* presentano un andamento decrescente al crescere della pressione del vapore in ingresso, con i valori di massimo in corrispondenza di P_{HP} dell'ordine di 76-78 bar. Inoltre i valori maggiori di potenza sono generati per una pressione del circuito LP di 6 bar, in contrasto con quanto ottenuto con il modello *turbv*, dove la migliore configurazione si ha per $P_{LP} = 8$ bar.

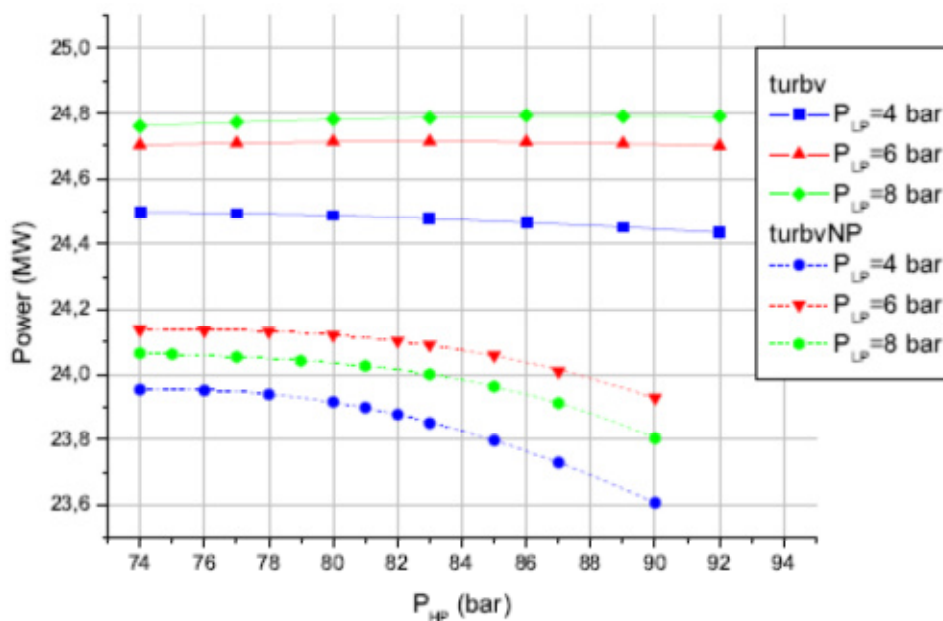


Figura 5.10: Potenza totale al variare della pressione P_{HP} .

Le differenze tra i due modelli sono dovute principalmente al diverso sistema di calcolo utilizzato, ma si deve tener conto anche dei valori di efficienza imposti agli elementi turbina del modello *turbv*. Tali valori infatti sono stati calcolati a partire dal caso di riferimento, e sono mantenuti costanti anche per condizioni di esercizio diverse, per le quali non si hanno dati sugli effettivi valori di efficienza della turbina da modellare.

In Figura 5.10 è stata graficata la potenza generata al netto della potenza richiesta dalle pompe di alimento. Gli andamenti delle curve relative al modello *turbvNP* non presentano differenze rilevanti, si osserva soltanto un leggero

spostamento dei valori di massimo verso pressioni P_{HP} più basse. La diminuzione di potenza dovuta alle pompe risulta più evidente nel modello *turbv*, per via delle curve caratterizzate da una bassa pendenza: in questo caso i valori di massimo possono spostarsi in un range di pressioni più esteso, dell'ordine di una decina di bar.

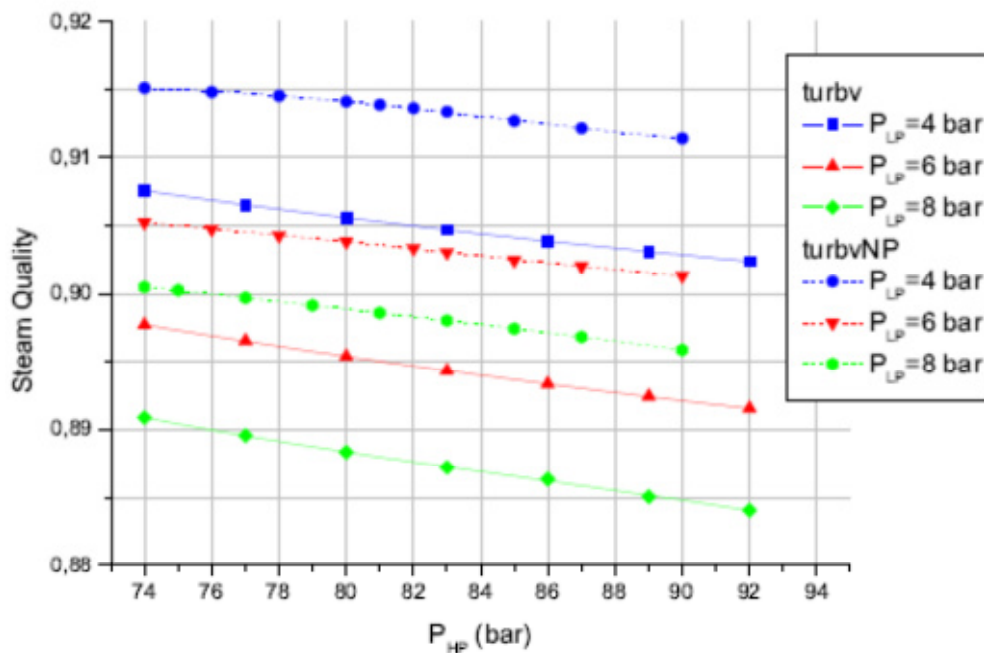


Figura 5.11: Titolo del vapore a fine espansione al variare della pressione P_{HP} .

Il titolo di vapore a fine espansione (Figura 5.11) presenta un andamento lineare decrescente all'aumentare della pressione P_{HP} . Rispetto alle curve del modello *turbv*, quelle relative al modello *turbvNP* presentano valori maggiori, con una differenza che va da 0.75% alle basse pressioni fino a oltre l'1% per alti valori di P_{HP} .

La producibilità del vapore di alta pressione tende a decrescere linearmente all'aumentare di P_{HP} , senza risentire in modo apprezzabile delle variazioni di pressione del circuito LP (Figura 5.12). Il modello *turbvNP* presenta una portata di vapore inferiore rispetto al modello *turbv*, con uno scarto di circa 0.1 kg/s costante su tutta la curva.

Per quanto riguarda invece la portata di vapore prodotta dal circuito LP, si può osservare in Figura 5.13 come questa tenda a crescere linearmente all'aumentare di

PHP . In questo caso gli effetti della variazione della pressione del circuito LP sono ben visibili, con la portata di vapore che diminuisce all'aumentare della pressione. Per ciascuno dei tre valori di pressione PLP la portata relativa al modello turbvNP risulta inferiore rispetto a quella del modello turbv di circa 0.11 kg/s lungo tutto l'intervallo.

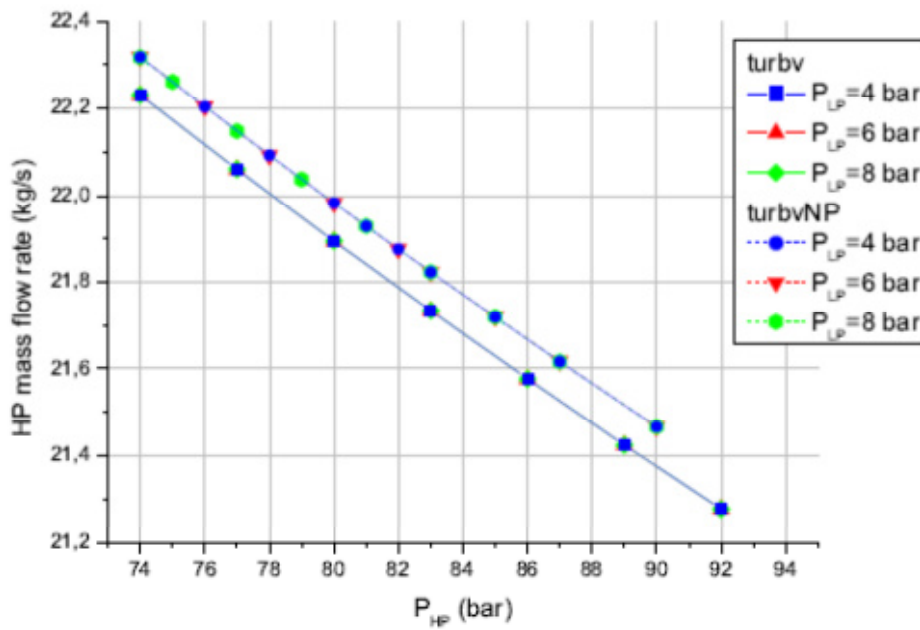


Figura 5.12: Producibilità del vapore HP al variare della pressione P_{HP}.

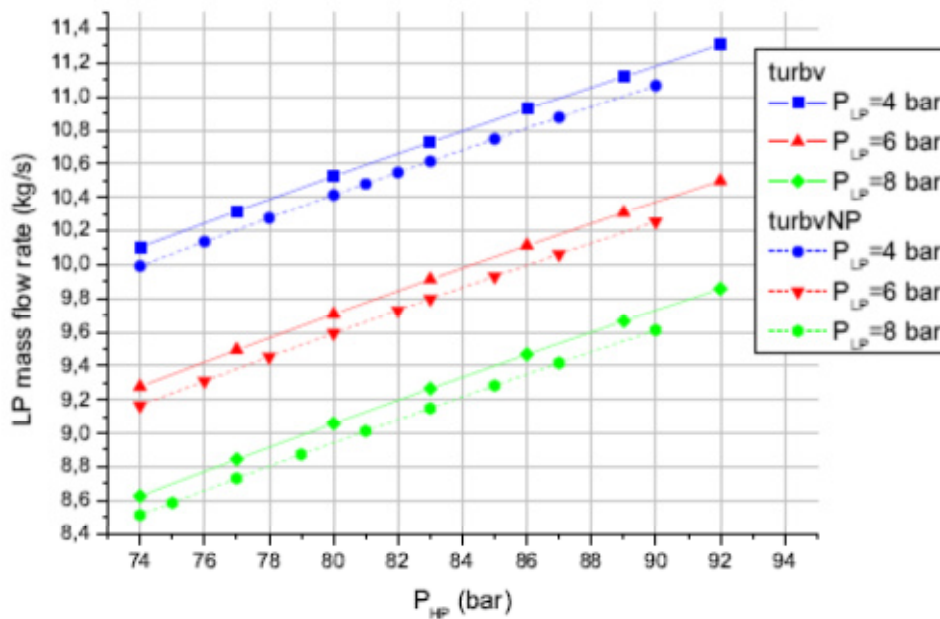


Figura 5.13: Producibilità del vapore LP al variare della pressione P_{HP}.

Infine in Figura 5.14 vengono riportati gli andamenti della temperatura dei fumi al camino per le diverse pressioni P_{LP} : quest'ultime hanno un grande impatto sulla temperatura dei fumi, in quanto dalla pressione dipende la temperatura di evaporazione e, di conseguenza, la capacità di recuperare calore nei banchi scambiatori del circuito LP. La temperatura decresce lievemente all'aumentare di P_{HP} , inoltre non si registrano differenze significative tra gli andamenti delle curve relative alle due diverse configurazioni di impianto.

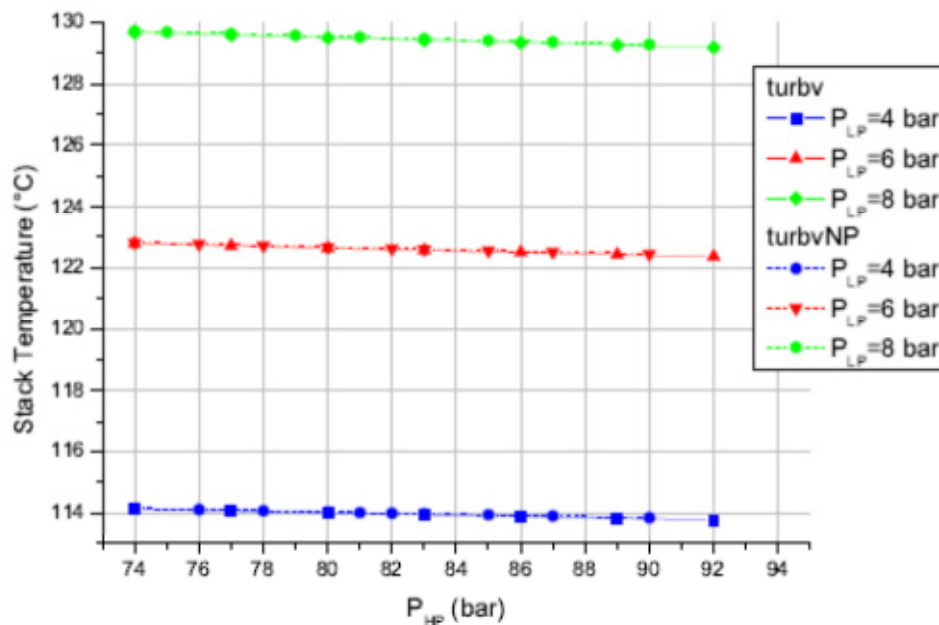


Figura 5.14: Temperatura dei fumi al camino al variare della pressione P_{HP} .

5.4 Confronto delle prestazioni di fuori progetto

Come precedentemente accennato, i calcoli effettuati in fase di design forniscono indicazioni sulle geometrie e sulle superfici di scambio della caldaia.

Nell'analisi di off-design proposta in questo capitolo vengono studiate le prestazioni dell'impianto una volta fissata la geometria degli scambiatori e della turbina a vapore al variare di alcune condizioni di carico come la temperatura e la portata dei gas di scarico in uscita dal gruppo turbogas. La turbina a gas ha un proprio sistema di regolazione ed è sensibile alle variazioni delle condizioni

ambientali. Oltre alle variazioni di potenza e rendimento si deve tener conto anche dei diversi valori di portata e temperatura dei gas esausti, che vanno a incidere direttamente sul ciclo sottoposto.

Normalmente la pratica della regolazione nei cicli combinati viene demandata alla turbina a gas. Grazie alla sua versatilità il suo carico viene infatti regolato in modo da assecondare la domanda di carico elettrico richiesta all'impianto. Tuttavia per migliorare il rendimento del ciclo ai carichi parziali talvolta si agisce sulle pressioni di evaporazione del ciclo in modo da avvicinare le curve di scambio termico di gas e vapore aumentando l'efficienza dello scambio termico.

In generale per l'analisi di off-design di una caldaia a recupero è necessario conoscere:

- *Geometria della caldaia.* Questa è determinata in fase di design dall'equazione di scambio:

$$UA = \frac{Q}{\Delta T_{ml}}$$

dove U rappresenta il coefficiente globale di scambio termico [W/m²K], A la superficie di scambio [m²] e Q la potenza termica scambiata [W]. Il termine ΔT_{ml} rappresenta la differenza di temperatura media logaritmica [K], definita come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 / \ln \Delta T_2}$$

relativamente allo scambio termico tra le sezioni 1 e 2 di uno scambiatore di calore.

- Portata e temperatura dei gas esausti in uscita dal turbogas. Questi dipendono dalla regolazione del carico della turbina a gas e dalle variazioni delle condizioni ambientali.
- Temperatura di ingresso dell'acqua di alimento. Direttamente legata alla pressione di condensazione, dipende dalla temperatura di esercizio del condensatore.

Note queste grandezze, il modello consente di determinare i valori di portata, pressione e temperatura del vapore. Numerose condizioni di ingresso assegnate in fase di design vengono quindi sostituite dalle informazioni inerenti alle geometrie dei componenti. Infatti nell'analisi di off-design non vengono più imposti i valori di ΔT_{app} , ΔT_{pp} , ΔT_{sub} e le perdite di pressione relative a ciascun elemento.

Il generatore di vapore a recupero opera in modalità “*sliding pressure*”: ciò significa che esso presenta un grado di libertà nel funzionamento, a differenza delle caldaie convenzionali, dove è fissata la pressione del vapore. Le effettive condizioni di funzionamento della caldaia, in termini di pressione e portata di vapore, sono determinate dall'intersezione della curva caratteristica del GVR con la curva caratteristica della turbina. Le condizioni del vapore in ingresso alla turbina dipendono direttamente dalla portata e dalla temperatura dei fumi entranti nel GVR, evitando così il ricorso ad organi di laminazione.

Ai carichi parziali operare secondo la regolazione *sliding pressure* risulta più conveniente rispetto alla regolazione a pressione costante, in quanto si evitano le perdite connesse alla laminazione e si ha una riduzione della potenza assorbita dalle pompe dovuta al fatto che la pressione dell'acqua di alimento è minore [25, 26].

Nella pratica la regolazione degli impianti a ciclo combinato avviene principalmente come conseguenza diretta delle condizioni di carico della turbina a gas, e quindi sostanzialmente della variazione delle condizioni dei gas esausti provenienti dallo scarico della turbina a gas, principalmente in termini di portata e temperatura dei fumi.

Sebbene vi sia una relazione di dipendenza tra le due grandezze, è utile andare ad analizzare le prestazioni del sistema in funzione di ciascun fattore separatamente.

Il compito di strumenti di calcolo come il codice modulare ESMS è proprio quello di fornire al progettista un ausilio in termini di sensibilità delle performance dell'impianto in seguito a determinate perturbazioni.

5.4.1 Analisi di sensibilità al variare della portata dei fumi

In questo paragrafo è analizzato il comportamento della caldaia al variare della portata dei fumi in uscita dalla turbina a gas.

Conservando le caratteristiche relative a geometrie e superfici ricavate in analisi di design si va a indagare sull'incidenza di una variazione della portata dei fumi sulle prestazioni dell'impianto. L'analisi è stata effettuata per un range di valori di portata che va da circa il 70% della portata nominale e raggiungendo un valore massimo intorno al 115%.

Le prestazioni dell'impianto sono state valutate per i due diversi modelli di turbina a vapore descritti nei paragrafi precedenti. La configurazione con due elementi turbina distinti è denominata *turbv*, mentre la configurazione con un unico elemento turbina, direttamente riconducibile ad un progetto sviluppato da GE-Nuovo Pignone per i propri tool di calcolo, è denominata *turbvNP*.

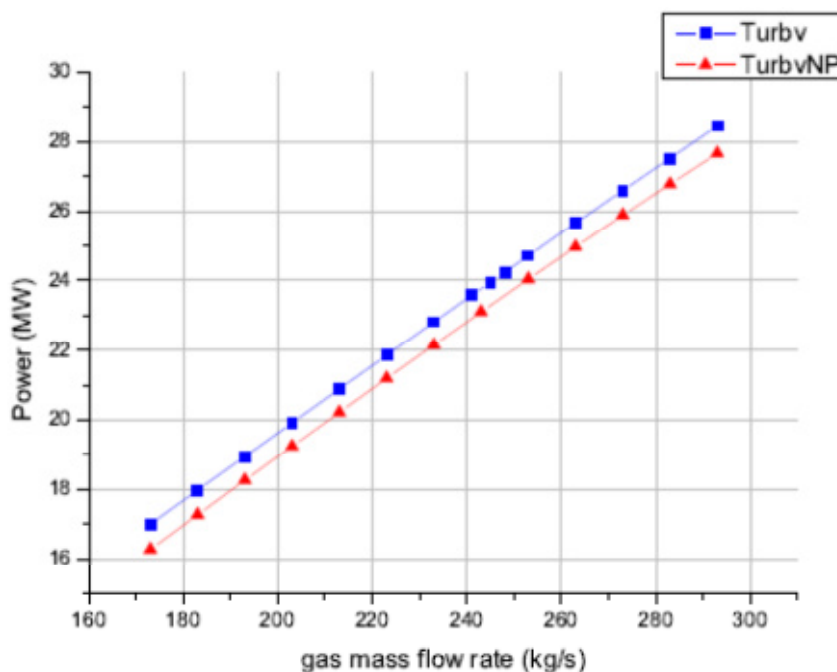


Figura 5.15: Potenza generata al variare della portata dei fumi.

In Figura 5.15 è riportato l'andamento della potenza generata dall'impianto a vapore al netto delle pompe: la potenza decresce al diminuire della portata dei fumi, per l'effetto congiunto della diminuzione di portata e di temperatura del vapore prodotto.

La configurazione *turbvNP* produce in media circa 750 kW in meno rispetto alla configurazione *turbv*. Questa differenza è da attribuire principalmente al diverso comportamento dei due modelli di turbina in fase di design: l'elemento *turbv* infatti è caratterizzato da una minore precisione di calcolo rispetto all'elemento *turbvNP*, e non tiene conto degli effetti delle fughe e del trafileamento del vapore. A parte questa differenza, le curve della potenza presentano lo stesso andamento al variare della portata dei fumi.

In Figura 5.16 è possibile osservare l'andamento della producibilità del vapore relativo alle sezioni di alta e bassa pressione. La diminuzione della portata dei fumi comporta una minore quantità di vapore prodotto, soprattutto per quanto riguarda la sezione di alta pressione, che decresce più rapidamente rispetto alla sezione di bassa pressione.

Le due configurazioni di impianto presentano un comportamento leggermente diverso nella zona con portata dei fumi più elevata: con la turbina *turbvNP* si ha un lieve aumento della portata di alta pressione (con valori massimi di 0.15 kg/s) e una diminuzione della portata di bassa pressione (con valori fino a 0.18 kg/s inferiori).

Il generatore di vapore operante in modalità *sliding pressure* presenta notevoli variazioni di pressione al variare della portata dei fumi, soprattutto per quanto riguarda il circuito HP. In questo caso infatti, come si osserva in Figura 5.17, la pressione spazia in un range compreso tra 61 e 93 bar, a differenza del circuito di bassa pressione, che presenta una differenza massima di circa 3 bar.

Se nel circuito LP le due configurazioni di impianto operano alle stesse pressioni, nel circuito HP si riscontra una lieve differenza tra le due curve, con la *turbvNP* che presenta pressioni leggermente inferiori alle alte portate di fumi (fino

ad un massimo di 0.5 bar di differenza) e di poco superiori per portate più basse (anche in questo caso con differenze massime dell'ordine di 0.5 bar).

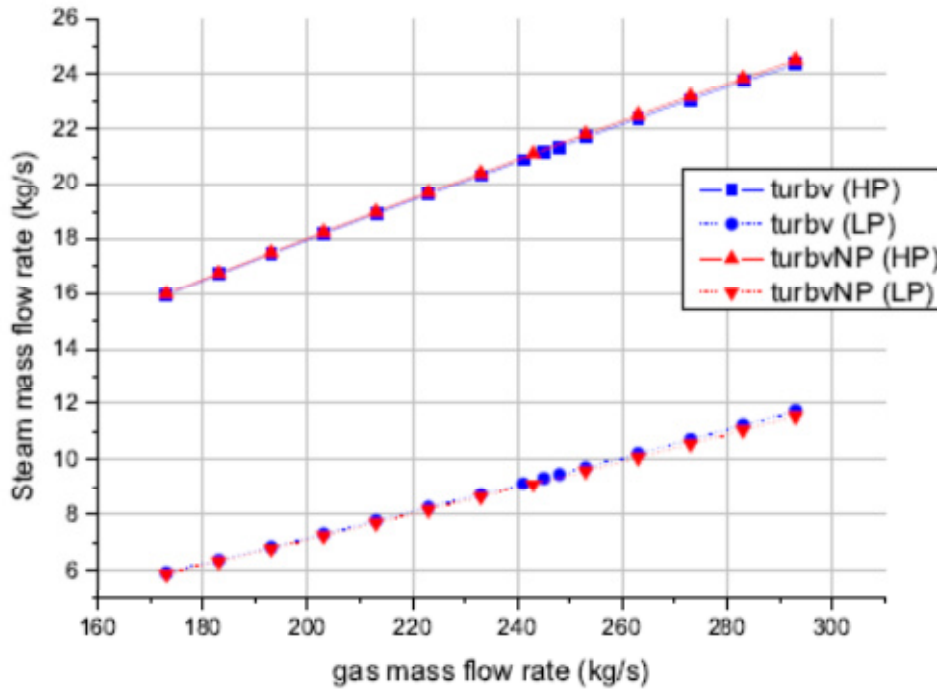


Figura 5.16: Producibilità del vapore al variare della portata dei fumi.

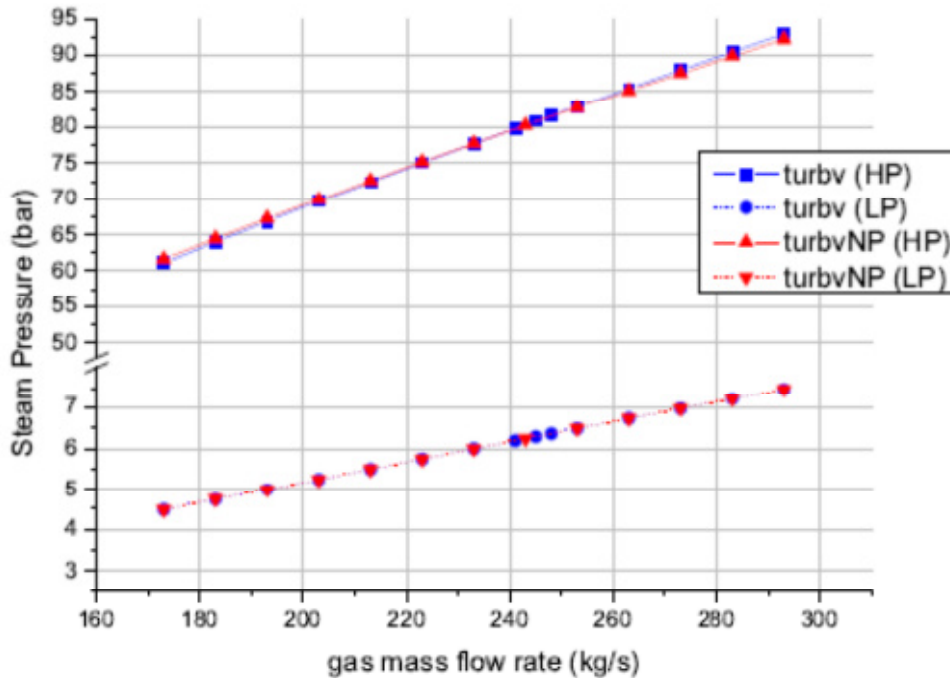


Figura 5.17: Pressione del vapore al variare della portata dei fumi.

In Figura 5.18 viene riportato l'andamento del titolo di vapore a fine espansione. Si può osservare una netta differenza tra l'andamento delle due curve relative alle diverse configurazioni di turbina: nel caso di turbina *turbvNP* si ottiene un titolo più elevato rispetto al caso con turbine *turbv*, con una differenza superiore al punto percentuale.

Un altro parametro particolarmente significativo per valutare le prestazioni dell'impianto è la temperatura dei fumi al camino. Come mostrato in Figura 5.19, la temperatura decresce al diminuire della portata dei fumi, mostrando quindi una tendenza a recuperare una maggiore quantità di calore specifico. Tuttavia è necessario, a livello impiantistico, fare attenzione ai limiti di temperatura dei fumi allo scarico per evitare la formazione di condense acide.

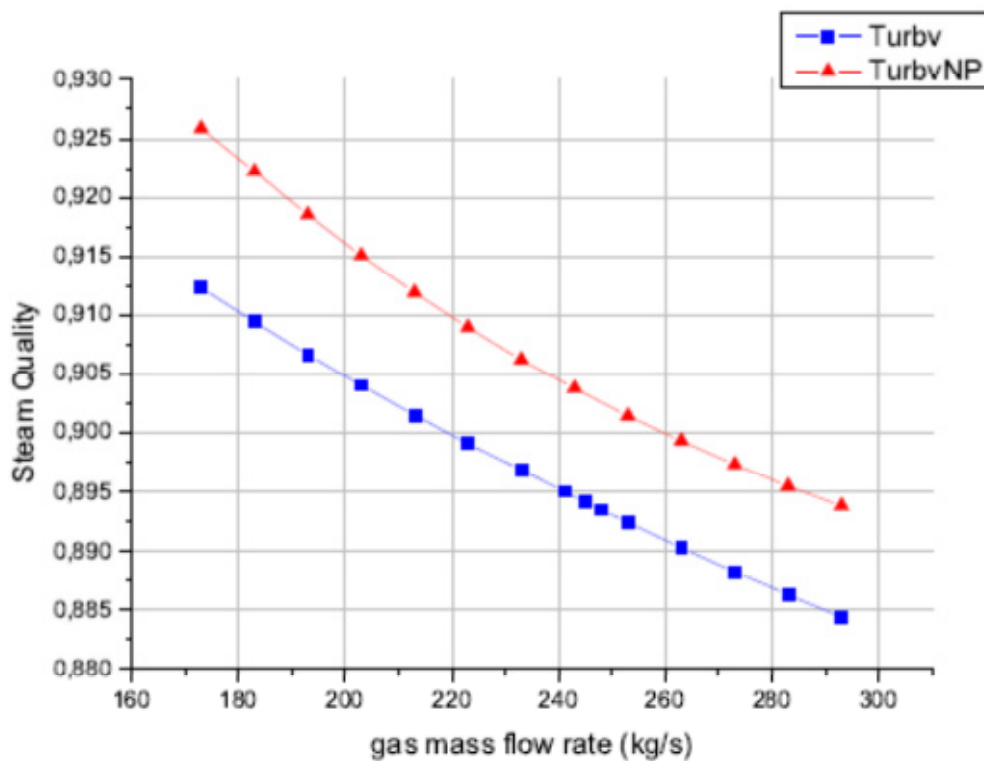


Figura 5.18: Titolo di vapore a fine espansione al variare della portata dei fumi.

Vediamo ora quanto incide la diminuzione della portata dei fumi su alcune altre grandezze caratteristiche della caldaia a recupero come ΔT_{app} , ΔT_{pp} e ΔT_{sc} .

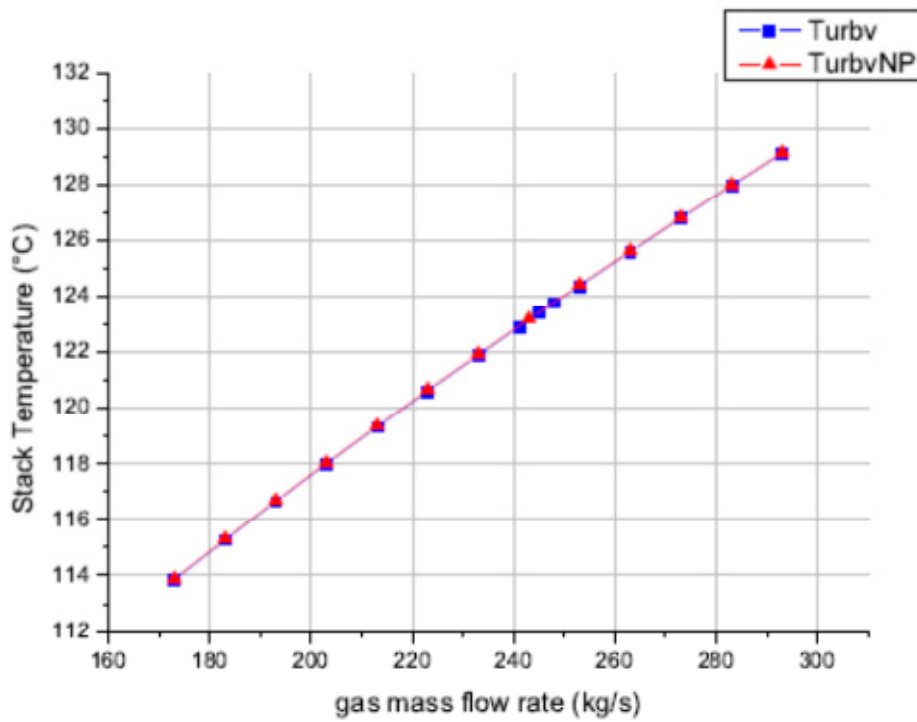


Figura 5.19: Temperatura dei fumi al camino al variare della portata dei fumi.

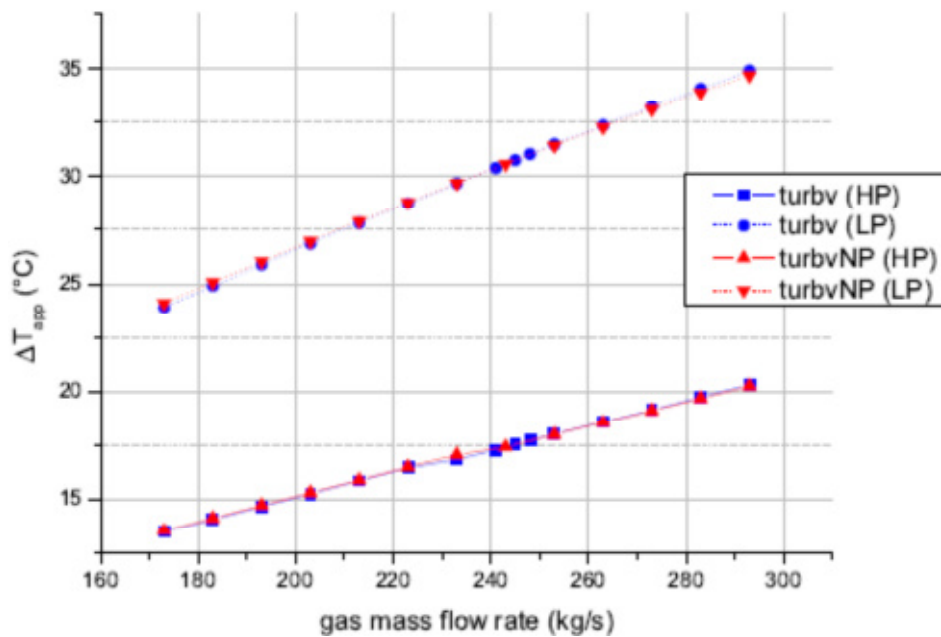


Figura 5.20 ΔT_{app} al variare della portata dei fumi.

In Figura 5.20 sono graficati gli andamenti del valore di ΔT_{app} relativi ai banchi surriscaldatori dei livelli di alta e bassa pressione. In ciascuno degli elementi ispezionati si ha un andamento decrescente pressoché lineare. Una

diminuzione del ΔT_{app} , definito come differenza di temperatura tra i gas in ingresso e il vapore in uscita, significa, a parità di temperatura dei fumi in ingresso, una maggiore temperatura del vapore in uscita da ciascun elemento.

Il grafico in Figura 5.21 mostra invece l'andamento dei ΔT_{pp} relativo agli evaporatori di alta e bassa pressione. Anche in questo caso è possibile notare un andamento decrescente con la portata dei fumi decisamente lineare. Il valore di ΔT_{pp} , definito dalla differenza di temperatura tra i gas in uscita dai corpi evaporatori e quella di saturazione dell'acqua in ingresso ai corpi cilindrici.

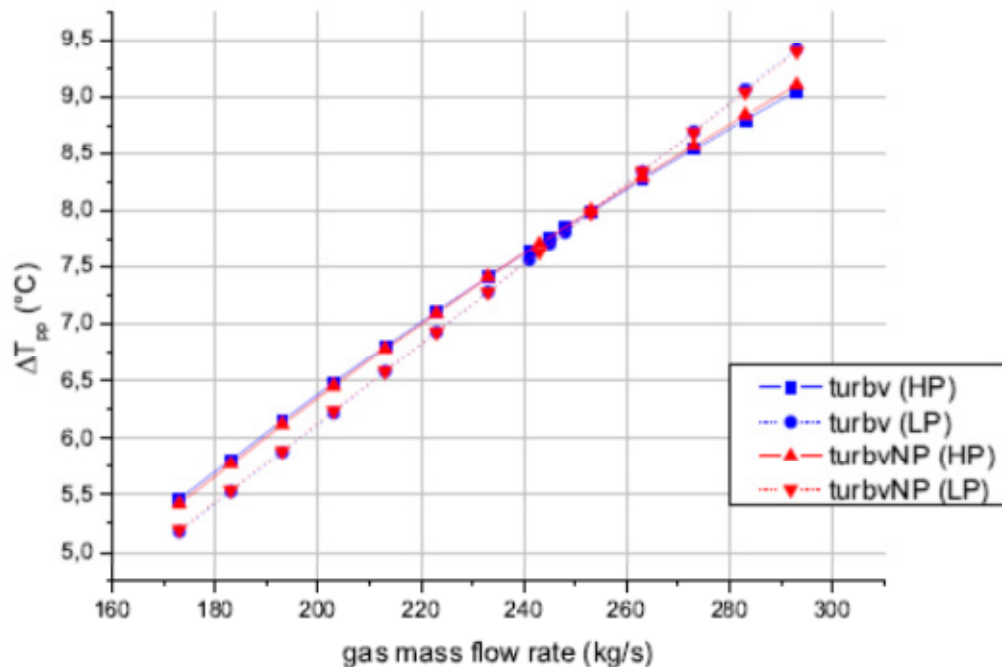


Figura 5.21: ΔT_{pp} al variare della portata dei fumi.

Infine è senza dubbio importante osservare l'andamento dei valori relativi al sottoraffreddamento, ΔT_{sub} . Questo parametro, definito come differenza di temperatura tra l'acqua in uscita dagli economizzatori e quella in condizioni di saturazione all'interno dei corpi cilindrici, è fondamentale nella progettazione dell'impianto. Le curve rappresentate in figura 5.22 tendono a zero con andamento lineare, con una pendenza maggiore nel caso del circuito di bassa pressione. Al fine di evitare una parziale evaporazione anticipata all'interno dei fasci tubieri

dell'economizzatore è necessario garantire che tale parametro assuma valori positivi.

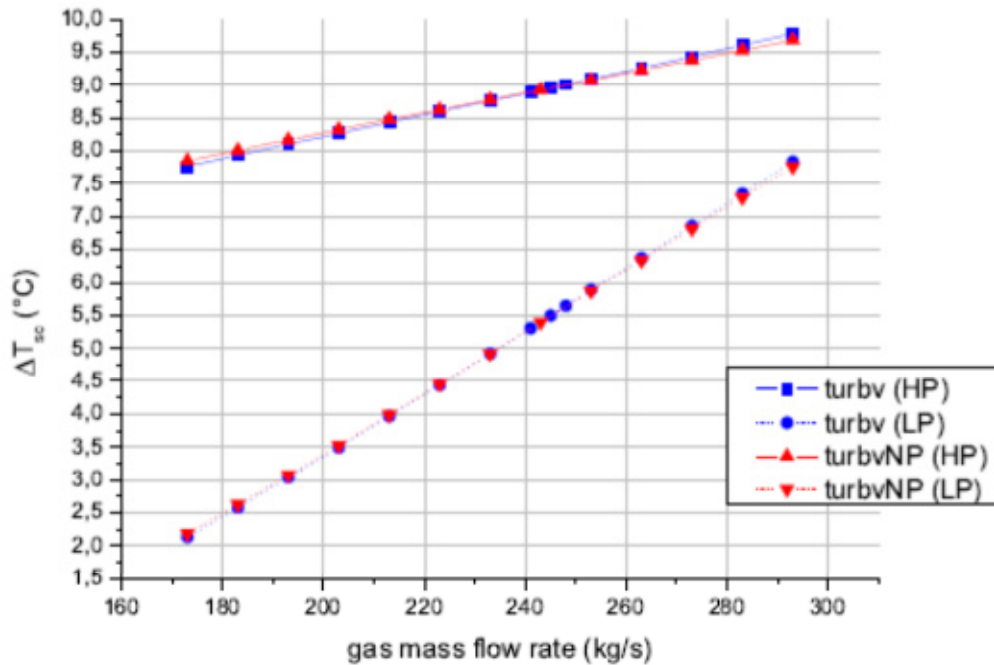


Figura 5.22: ΔT_{sc} al variare della portata dei fumi.

Per le tre differenze di temperatura appena descritte l'effetto del diverso modello di turbina impiegato è minimo (le variazioni massime di temperatura sono dell'ordine di 0.2 °C) e può essere trascurato. Questo è in linea con le aspettative in quanto differenze sui parametri significativi della caldaia sono soltanto attribuibili ai diversi tool utilizzati e mitigati durante le iterazioni per raggiungere la convergenza.

Il grafico di scambio termico del modello (Figura 5.23) propone infine la sovrapposizione di due condizioni di esercizio con diversa portata dei fumi in ingresso: con la linea continua sono disegnate le curve relative alle prestazioni in condizioni nominali, mentre con linea tratteggiata sono definite le temperature relative alle condizioni di funzionamento con una portata dei fumi in ingresso pari a circa il 70% della portata nominale. Di fatto il diagramma temperatura-calore scambiato mostra una diminuzione del calore totale scambiato per la configurazione di off-design. Variando la pendenza della curva relativa alla temperatura dei fumi il calore scambiato diminuisce in ogni componente,

risultando pertanto scalato in maniera proporzionale. Come si è già osservato, le differenze di temperatura caratteristiche (ΔT_{app} , ΔT_{pp} e ΔT_{sub}) tendono lievemente a diminuire, così come la temperatura dei fumi al camino.

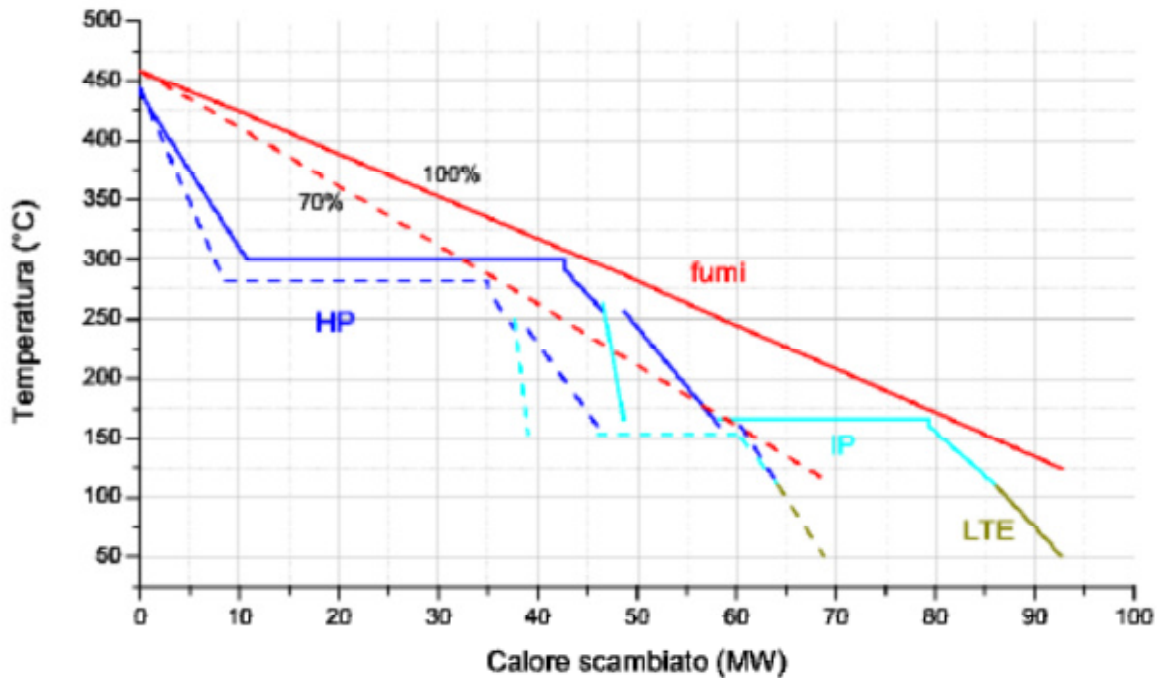


Figura 5.23: Diagramma dello scambio termico al variare della portata dei fumi.

5.4.2 Analisi di sensibilità al variare della temperatura dei fumi

Quanto fatto per la portata dei fumi è nuovamente proposto per analizzare le prestazioni del modello al variare della temperatura dei fumi in ingresso alla caldaia.

Conservando le caratteristiche relative a geometrie e superfici ricavate in analisi di design si va a indagare sull'incidenza di una variazione della temperatura dei fumi sulle prestazioni dell'impianto. L'analisi è stata effettuata per un range di valori di temperatura che va da circa l'85% della temperatura nominale, pari a, raggiungendo un valore massimo intorno al 115%.

In Figura 5.24 è riportato l'andamento della potenza generata dall'impianto al netto delle pompe: la potenza decresce al diminuire della temperatura dei fumi, come conseguenza della diminuzione di portata e di temperatura del vapore prodotto.

La configurazione *turbvNP* produce in media circa 750 kW in meno rispetto alla configurazione *turbv*: come per il caso della variazione di portata dei fumi, questa differenza è da attribuire principalmente al diverso comportamento dei due modelli di turbina in fase di design. Le curve della potenza infatti presentano lo stesso andamento al variare della temperatura dei fumi.

Come si può osservare in Figura 5.25 la producibilità del vapore relativa al circuito di alta pressione decresce nettamente al diminuire della temperatura dei fumi, mentre nel circuito di bassa pressione la producibilità del vapore presenta un andamento lievemente crescente. Questo avviene perché diminuendo la temperatura dei fumi nella sezione di alta pressione viene recuperata una minor quantità di calore. I fumi escono più caldi dall'evaporatore, consentendo un maggior recupero di calore nella sezione di bassa pressione, con relativo aumento della produzione di vapore. In questo caso le due configurazioni di turbina presentano una lieve differenza di portata, dell'ordine di 0.1 kg/s.

Per quanto riguarda le pressioni di esercizio del generatore di vapore a recupero si può notare dal grafico di Figura 5.26 come queste decrescano al diminuire della temperatura dei fumi. Nel circuito HP la pressione spazia in un ampio range compreso tra 56 e 112 bar, mentre il circuito di bassa pressione varia in un range molto più ristretto, tra i 5 e gli 8 bar.

Se nel circuito LP le due configurazioni di impianto operano alle stesse pressioni, nel circuito HP si riscontra una lieve differenza tra le due curve, con la *turbvNP* che presenta pressioni leggermente inferiori alle alte temperature dei fumi (fino ad un massimo di 0.8 bar di differenza) e di poco superiori per temperature più basse (con differenze massime dell'ordine di 0.3 bar).

In Figura 5.27 viene riportato l'andamento del titolo di vapore a fine espansione. Le variazioni del titolo risultano contenute, dell'ordine dell'1%, a

differenza del caso visto nel precedente paragrafo, con variazioni fino al 3%. Si può osservare inoltre una netta differenza tra l'andamento delle due curve relative alle diverse configurazioni di turbina: nel caso di turbina *turbvNP* si ottiene un titolo più elevato rispetto al caso con turbine *turbv*, con una differenza superiore al punto percentuale.

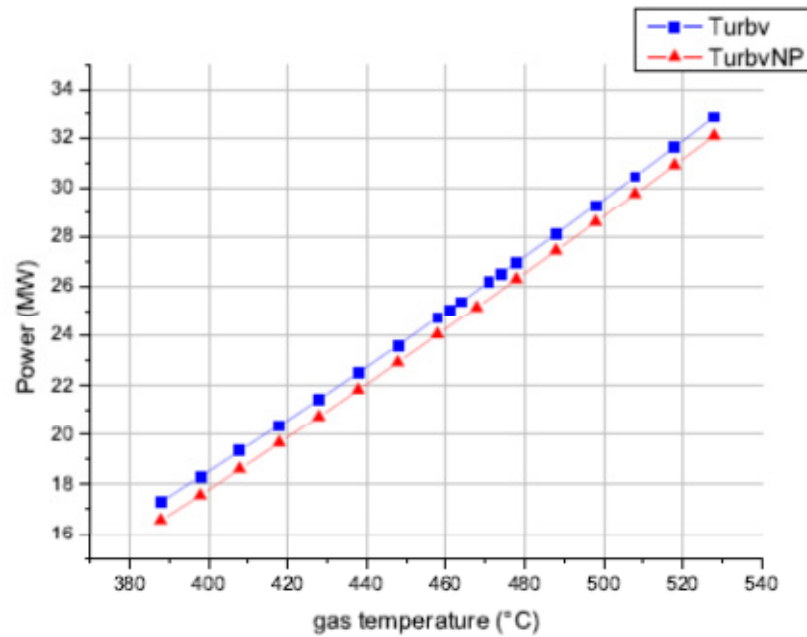


Figura 5.24: Potenza generata al variare della temperatura dei fumi.

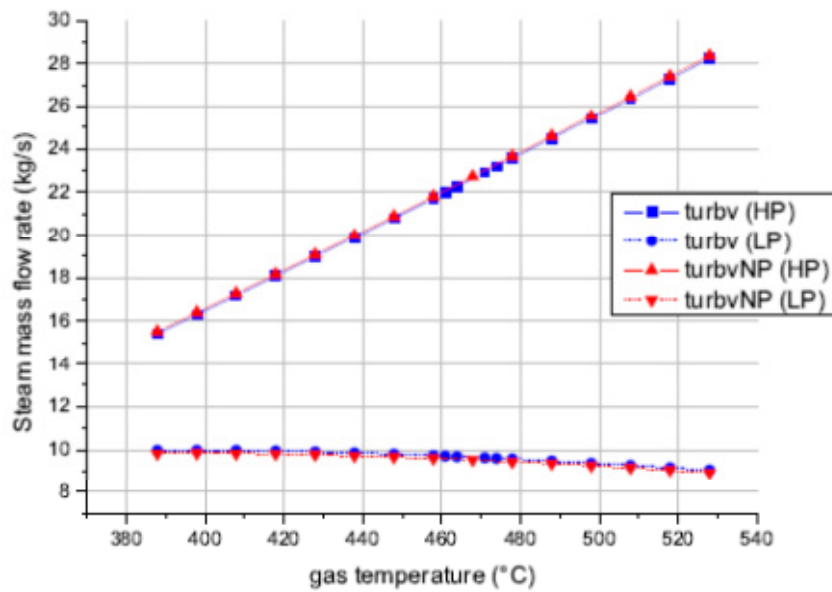


Figura 5.25: Producibilità del vapore al variare della temperatura dei fumi.

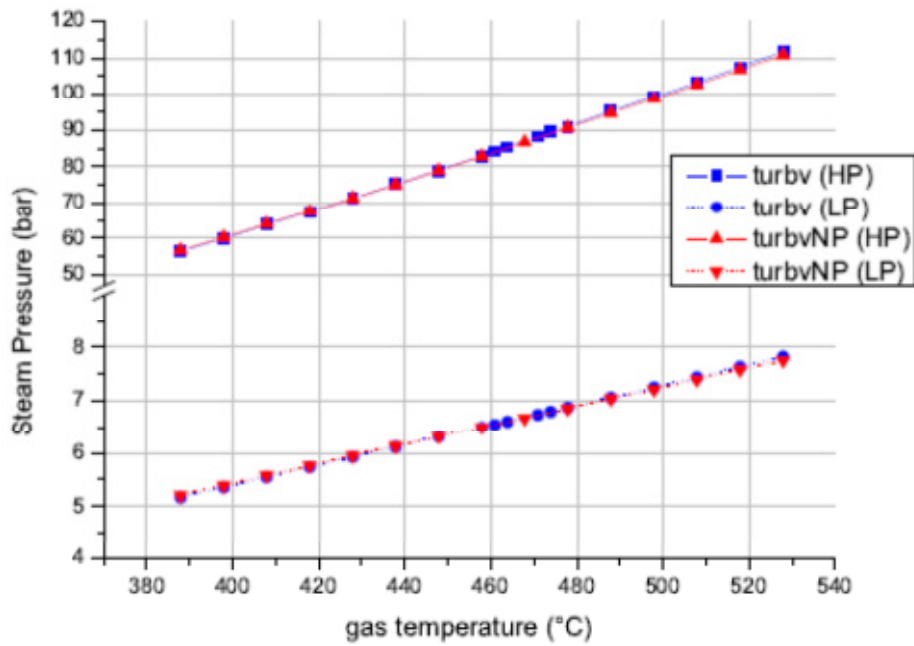


Figura 5.26: Pressione del vapore al variare della temperatura dei fumi.

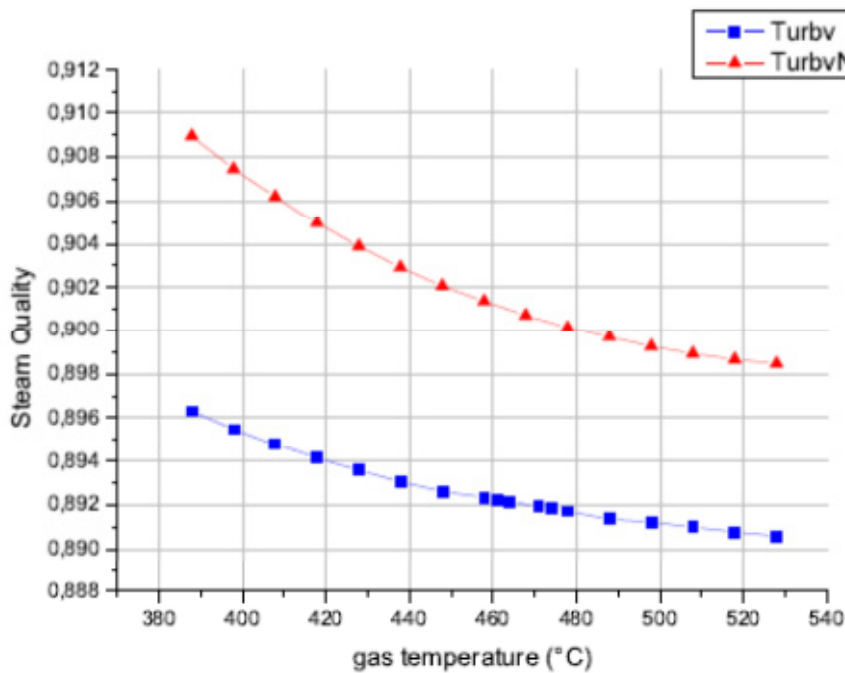


Figura 5.27: Titolo del vapore a fine espansione al variare della temperatura dei fumi.

E' interessante poi vedere ciò che accade per quanto riguarda la temperatura dei fumi al camino. Come già accennato nel paragrafo precedente, una maggiore o minore temperatura dei fumi al camino è indice, rispettivamente, dell'aumento o

della riduzione del calore specifico recuperato. In Figura 5.28 è possibile apprezzare una tendenza lievemente crescente al di minuire della temperatura dei fumi, con variazioni dell'ordine di 2 °C, molto contenute rispetto al caso visto nel precedente paragrafo, che presentava differenze di temperatura di circa 15 °C.

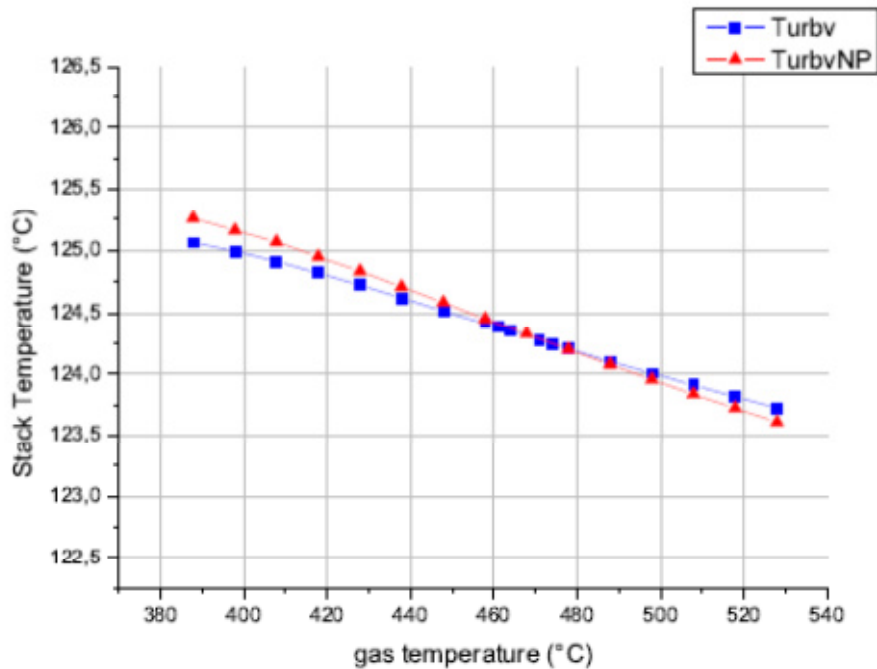


Figura 5.28: Temperatura al camino al variare della temperatura dei fumi.

Le due configurazioni di turbina danno luogo a lievi differenze di temperatura, con valori massimi inferiori agli 0.2 °C.

Infine è interessante andare a vedere come variano alcuni altri importanti parametri come ΔT_{app} , ΔT_{pp} e ΔT_{sub} .

In Figura 5.29 sono graficati gli andamenti del valore di ΔT_{app} relativi ai banchi surriscaldatori dei livelli di alta e bassa pressione. I valori di ΔT_{app} tendono a diminuire insieme alla temperatura dei fumi: nel circuito LP la variazione è molto contenuta, circa 3 °C, mentre nel circuito HP si registrano variazioni di ΔT_{app} molto ampie, dell'ordine di 30°C.

Se nel circuito LP non si registrano differenze significative tra le due configurazioni di impianto, nel circuito HP si riscontra un'apprezzabile differenza tra le due curve, con la *turbvNP* che presenta valori di ΔT_{app} superiori alle alte temperature dei fumi e di poco inferiori per temperature più basse.

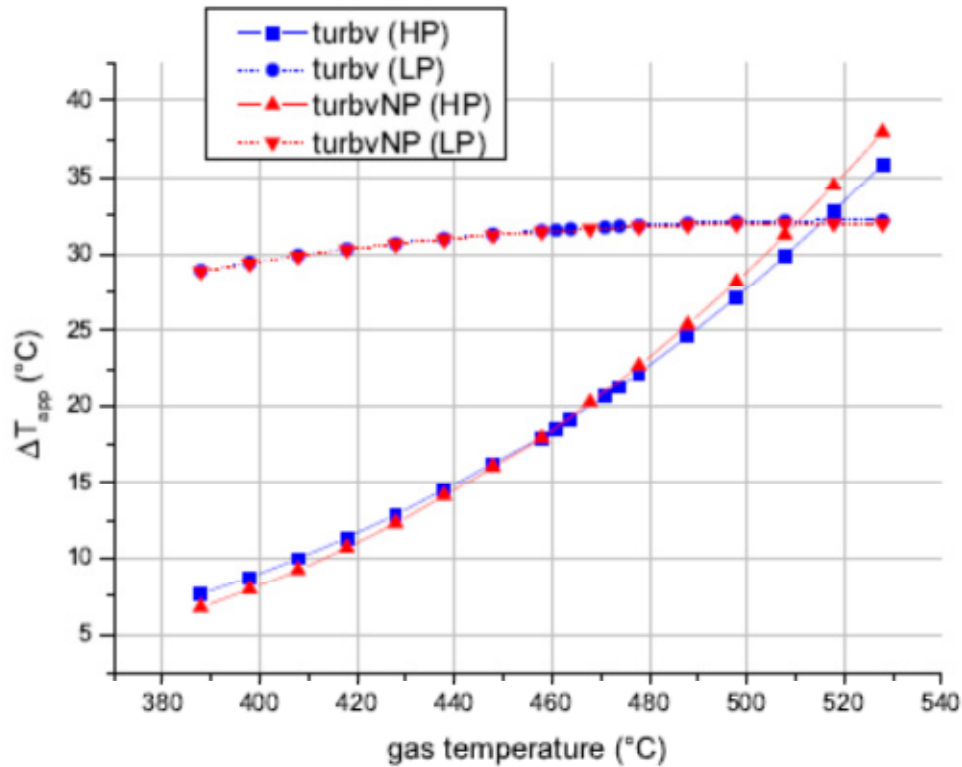


Figura 5.29: ΔT_{app} al variare della temperatura dei fumi.

Il grafico in Figura 5.30 mostra invece l'andamento dei ΔT_{pp} relativo agli evaporatori di alta e bassa pressione. Per l'evaporatore del circuito HP la differenza di temperatura tende a diminuire linearmente insieme alla temperatura dei fumi, con un andamento leggermente diverso per le due configurazioni di turbina, mentre nell'evaporatore di bassa pressione il ΔT_{pp} si mantiene circa costante.

Infine è senza dubbio importante osservare l'andamento dei valori relativi al sottoraffreddamento, ΔT_{sub} (Figura 5.31). Nell'evaporatore di alta pressione il sottoraffreddamento decresce al diminuire della temperatura dei fumi, raggiungendo lo zero per una temperatura di 388°C. Oltre questo valore, che di fatto rappresenta il limite inferiore della temperatura dei fumi, l'acqua tende ad evaporare direttamente nei fasci tubieri dell'economizzatore.

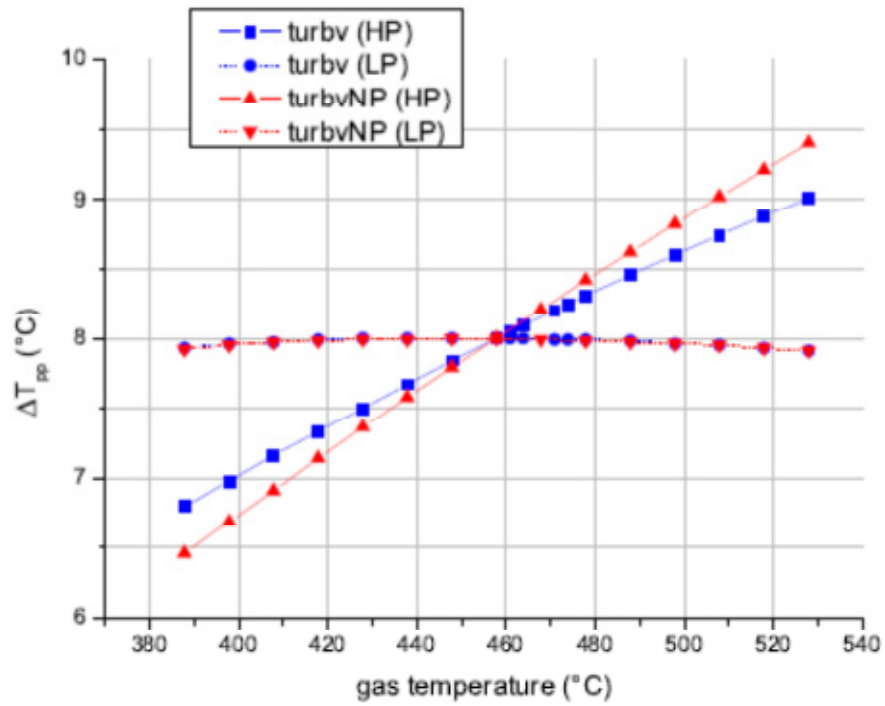


Figura 5.30: ΔT_{pp} al variare della temperatura dei fumi.

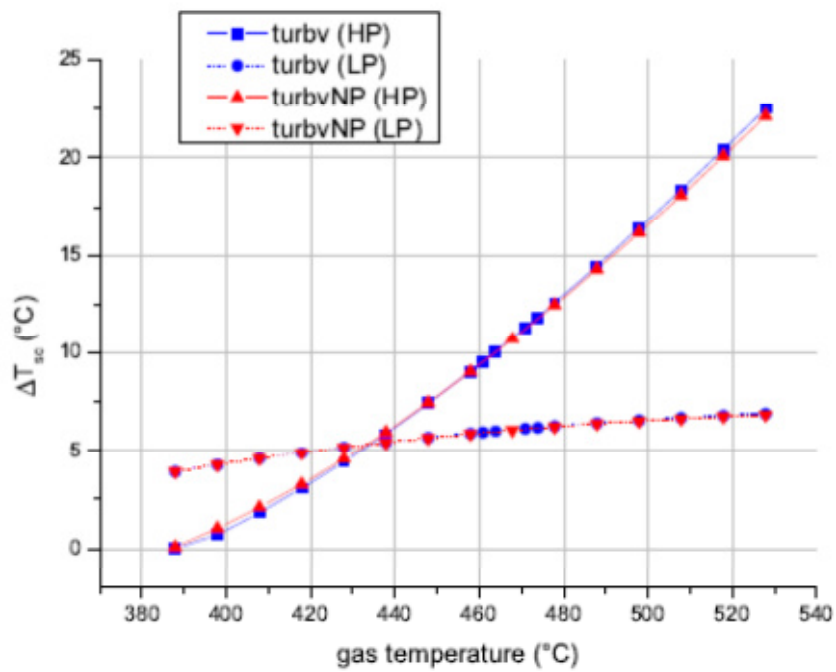


Figura 5.31: ΔT_{sub} al variare della temperatura dei fumi.

Il grafico di scambio termico del modello (Figura 5.32) propone infine la sovrapposizione di due condizioni di esercizio con diversa temperatura dei fumi in ingresso: con la linea continua sono disegnate le curve relative alle prestazioni in condizioni nominali ($T_{\text{fumi}} = 731^{\circ}\text{C}$), mentre con linea tratteggiata sono definite le temperature relative alle condizioni di funzionamento con una portata dei fumi in ingresso pari a circa l'85% della temperatura nominale ($T_{\text{fumi}} = 388^{\circ}\text{C}$). Di fatto il diagramma temperatura calore scambiato mostra una diminuzione del calore totale scambiato per la configurazione di off-design. La curva relativa alla temperatura dei fumi mantiene la stessa pendenza rispetto alle condizioni di design, ma risulta traslata verso il basso, con la conseguenza che il calore scambiato diminuisce in ogni componente. Come si è già osservato, le differenze di temperatura caratteristiche (ΔT_{app} , ΔT_{pp} e ΔT_{sub}) tendono lievemente a diminuire, mentre la temperatura dei fumi al camino aumenta leggermente.

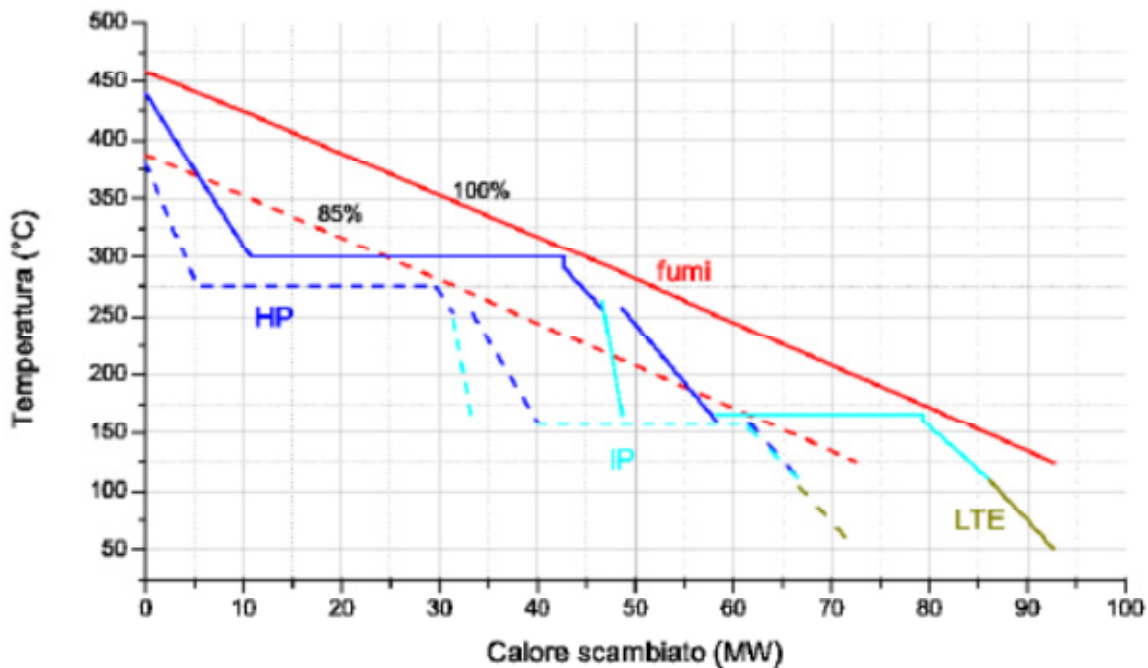


Figura 5.32: Diagramma dello scambio termico al variare della temperatura dei fumi.

Capitolo 6

Finalizzazione del progetto

Nel presente capitolo vengono presentati alcuni studi svolti con il nuovo tool di calcolo integrato per la selezione di ST per cicli combinati, in questo modo si vuol mostrare come il tool automatico possa notevolmente ridurre i tempi di analisi grazie alla possibilità di impostare un'ottimizzazione automatica del caso studiato.

Il primo caso mostra un'ottimizzazione della configurazione di macchina legata alle prestazioni del ciclo combinato in oggetto: la selezione è effettuata attraverso l'ottimizzazione dell'impianto, partendo dai dati di progetto di una specifica turbina a gas e cercando la turbina a vapore che meglio risponde all'esigenza dell'impianto.

Il secondo caso in oggetto rappresenta un'ottimizzazione del design interno di una turbina a vapore, nel caso specifico un'analisi della scelta delle pale del drum di bassa pressione al variare della velocità di rotazione, della pressione di condensazione e del diametro dei tamburi.

L'ultimo caso presenta una stima del costo del ciclo vapore di un impianto a ciclo combinato; tale funzione è stata implementata nell'ultima versione nel codice ESMS e in questa fase vengono riportati alcuni dati preliminari.

6.1 Standardizzazione delle macchine per cicli combinati

Scopo principale di questa attività di dottorato è stato fornire al *design/application engineer* GE - Nuovo Pignone uno strumento in grado di fornire risposte celeri e con un discreto livello di dettaglio alle richieste di offerte/progettazione di ST per cicli combinati di piccola media taglia.

Sviluppo successivo di questa attività è quello di riuscire a dare una sorta di standardizzazione nella gamma di possibilità di macchine offerte da GE –Nuovo Pignone a secondo della tipologia di GT presente nel ciclo combinato (Figura 6.1).

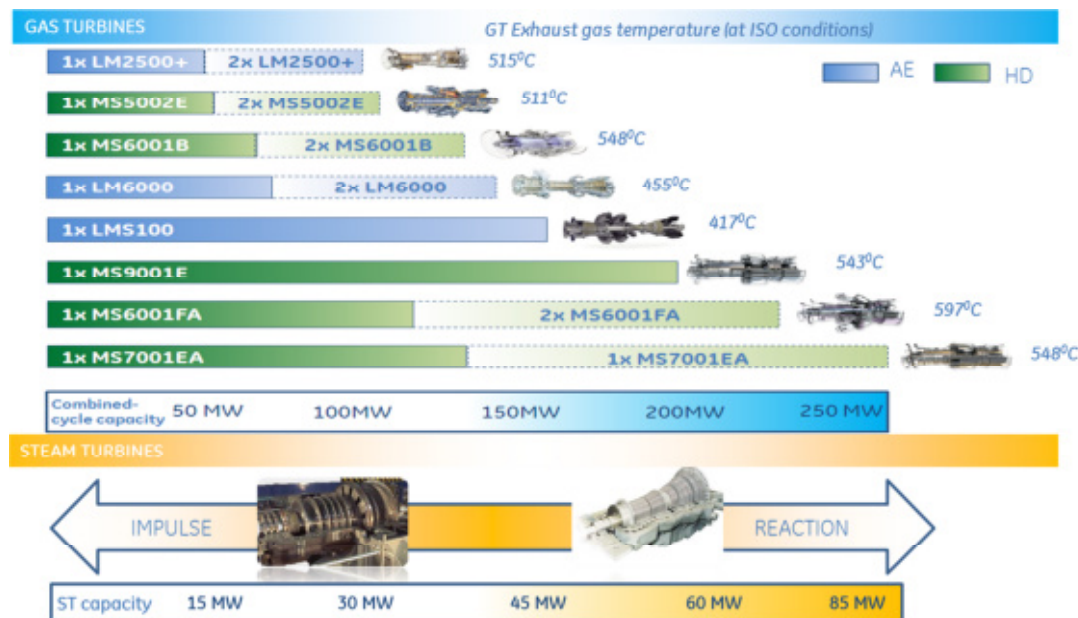


Figura 6.1: Matrice dei possibili cicli combinati su GT GE.

L’esercizio in questione necessita di comprendere le condizioni al contorno del sistema “ciclo combinato”, definire la tipologia di impianto e i parametri che regolano l’operabilità del sistema per analizzare come questi modificano i parametri di input necessari alla selezione della turbina a vapore (Figura 6.2).

Nel caso di impianto a singolo livello di pressione *drum type* la definizione risulta semplificata in quanto fissata la GT, in altre parole fissata l’energia presente nei gas di scarico e la geometria dei vari scambiatori di calore (fissati i ΔT), le

variabili che influenzano la selezione della ST risultano essere principalmente due: la pressione in ingresso macchina e la pressione di scarico al condensatore.

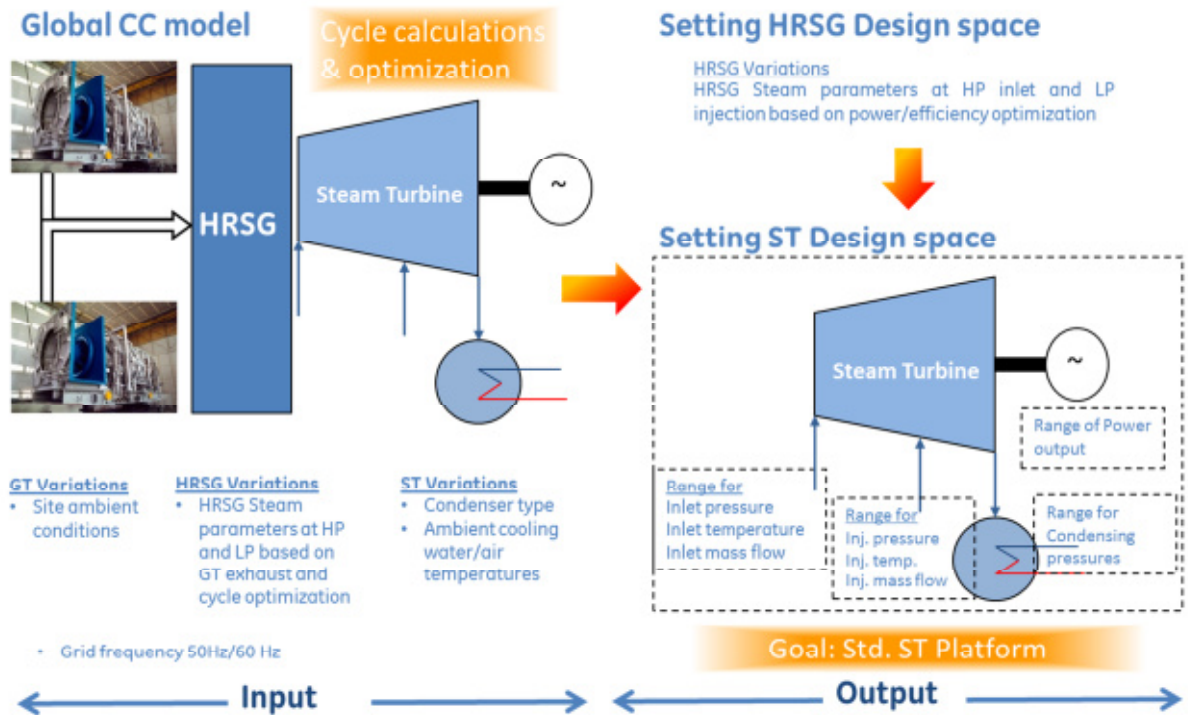


Figura 6.2: Condizioni al contorno per la selezione della turbina a vapore.

In questo modo avremo che per una tipica GT per ciclo combinato ad un solo livello di pressione di potenza all'albero di circa 25 MW, la ST selezionata e ottimizzata attraverso l'utilizzo del tool integrato *ESMS-STs2* dovrà avere una potenza variabile tra gli 8 MW e i 12 MW a secondo della pressione di ingresso e della pressione al condensatore selezionate (Figura 6.3). Il risultato trovato risponde anche alla regola empirica che vede la potenza della turbina a vapore pari ad 1/3 della potenza dell'intero impianto.

Nel caso di impianti a due o più livelli di pressione la dissertazione aumenta di complessità, in quanto nel sistema vengono inserite tante più variabili secondo quanti sono i livelli di pressione della HRSG.

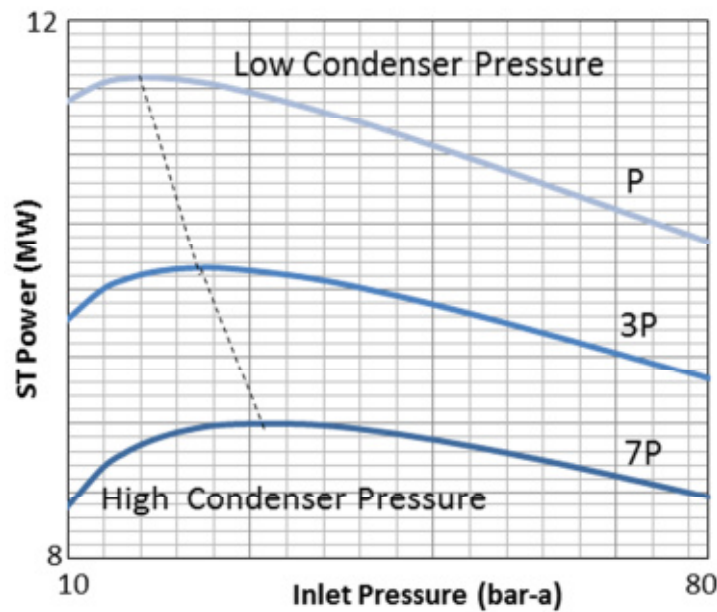


Figura 6.3: Ottimizzazione di ST in ciclo combinato ad un livello di pressione a GT fissata.

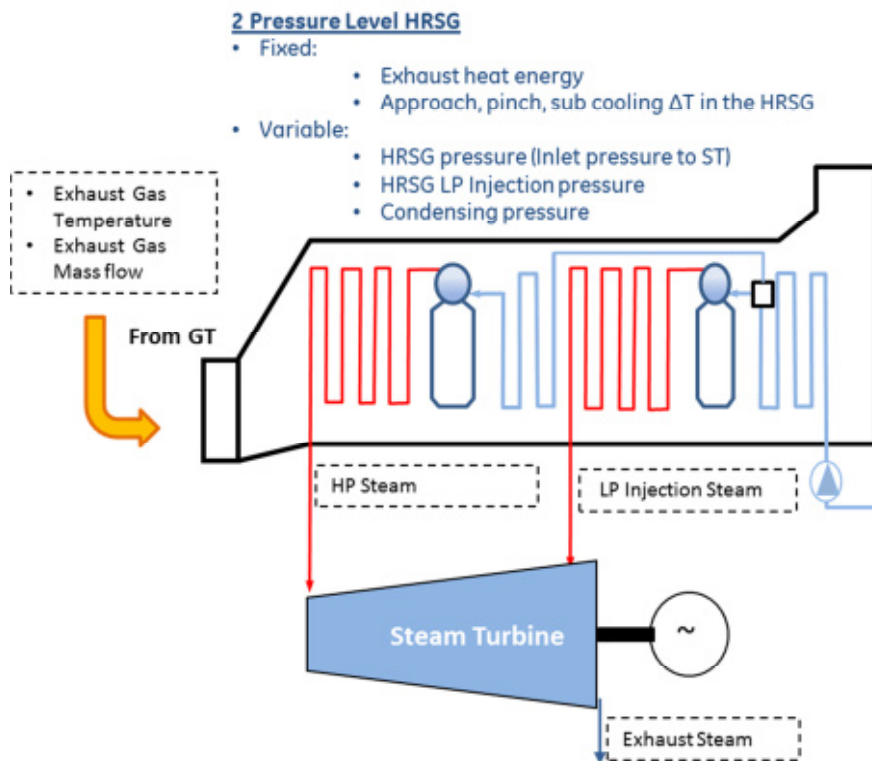


Figura 6.4: Schema e condizioni al contorno di un impianto vapore.

Prendendo ad esempio un impianto a due livelli di pressione (Figura 6.4) viene introdotta una nuova variabile al sistema di equazioni, la pressione dell'iniezione, che in questo modo rende indeterminata la selezione della ST.

Risulta così necessario restringere lo spazio di indagine, rendendo, una grandezza precedentemente utilizzata come variabile, una costante. Fissando la pressione al condensatore è quindi possibile condurre un'analisi dettagliata variando la pressione in ingresso e la pressione di iniezione alla turbina a vapore (Figura 6.5).

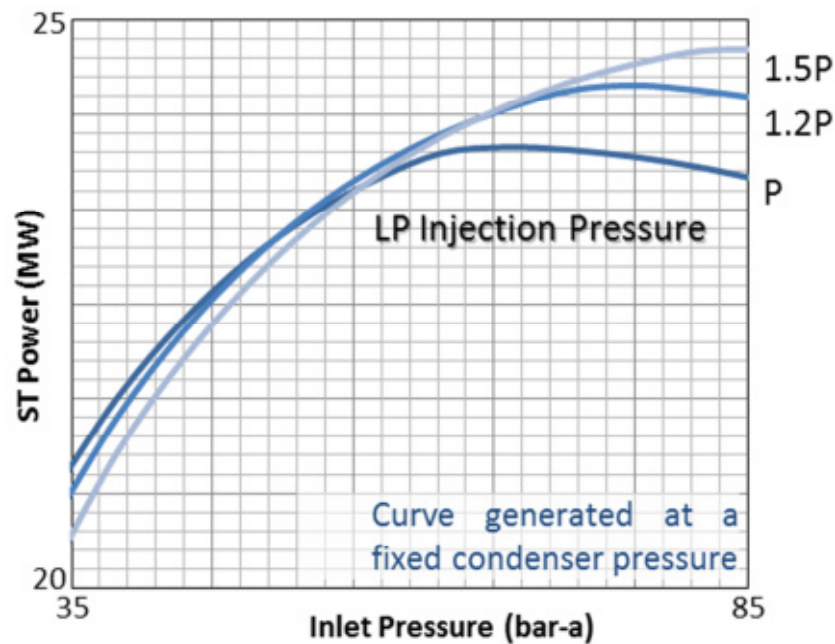


Figura 6.5: Ottimizzazione di ST per impianto a due livelli di pressione a GT fissata.

Tipicamente la potenza di una GT per cicli combinati a due livelli di pressione si attesta sui 50 MW, la ST selezionata ha una potenza variabile tra i 21 MW e 25 MW a seconda della pressione in ingresso e pressione di iniezione selezionate.

La possibilità di costruire un portfolio di famiglie standard di turbine a vapore che possono essere direttamente utilizzate con vari modelli di GT passa attraverso una campagna di indagine dettagliata, in base alle prestazioni delle differenti turbine a gas.

Di seguito è mostrato il processo utilizzato per la definizione di macchine a vapore utilizzabili in un ciclo combinato a due livelli di pressione, dove la turbina di riferimento è una *GE Fr6FA*. In tabella 6.1 sono riportati i valori massimi e minimi dei parametri necessari a sviluppare la matrice di configurazione necessaria all'indagine.

Parameter	Working Range	
Inlet pressure (bar-a)	75	95
Inlet Temperature (°C)	538	565
Injection pressure (bar-a)	4	8
Condenser pressure (bar-a)	0.05	0.15

Tabella 6.1: Working range dei principali parametri per la configurazione dell'impianto.

I valori presenti in tale tabella sono ottenuti considerando le variazioni massime per le condizioni ambientali del sito di installazione, per il tipo di carburante utilizzato dalla GT e per la tipologia di condensatore.

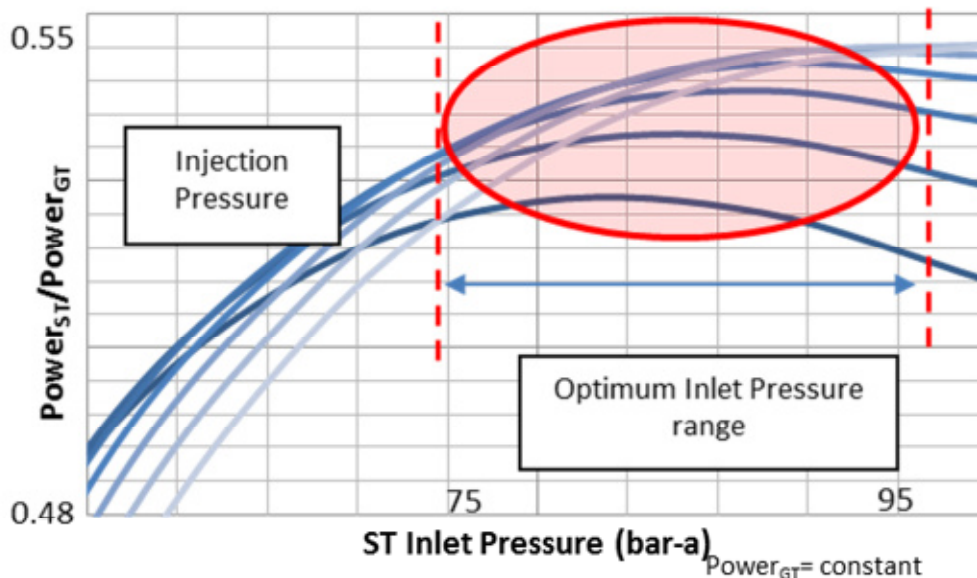


Figura 6.6: Ottimizzazione di un impianto a due livelli di pressione basato su una GE Fr6FA.

In Figura 6.6 è riportata la fase di ottimizzazione dell'impianto in questione, variando la pressione d'ingresso e di iniezione, cercando di ottenere la massima potenza d'impianto. Lasciando un margine per l'operabilità dell'impianto il range di pressioni in ingresso in cui si attestano i maggiori livelli di potenza prodotta per le differenti pressioni di iniezione è tra i 75 e i 95 bar.

Attraverso la valutazione della portata volumetrica in ingresso e in uscita dalla macchina è possibile definire le migliori geometrie delle relative sezioni che

successivamente saranno ottimizzate ottenendo così la configurazione definitiva (Figura 6.7).

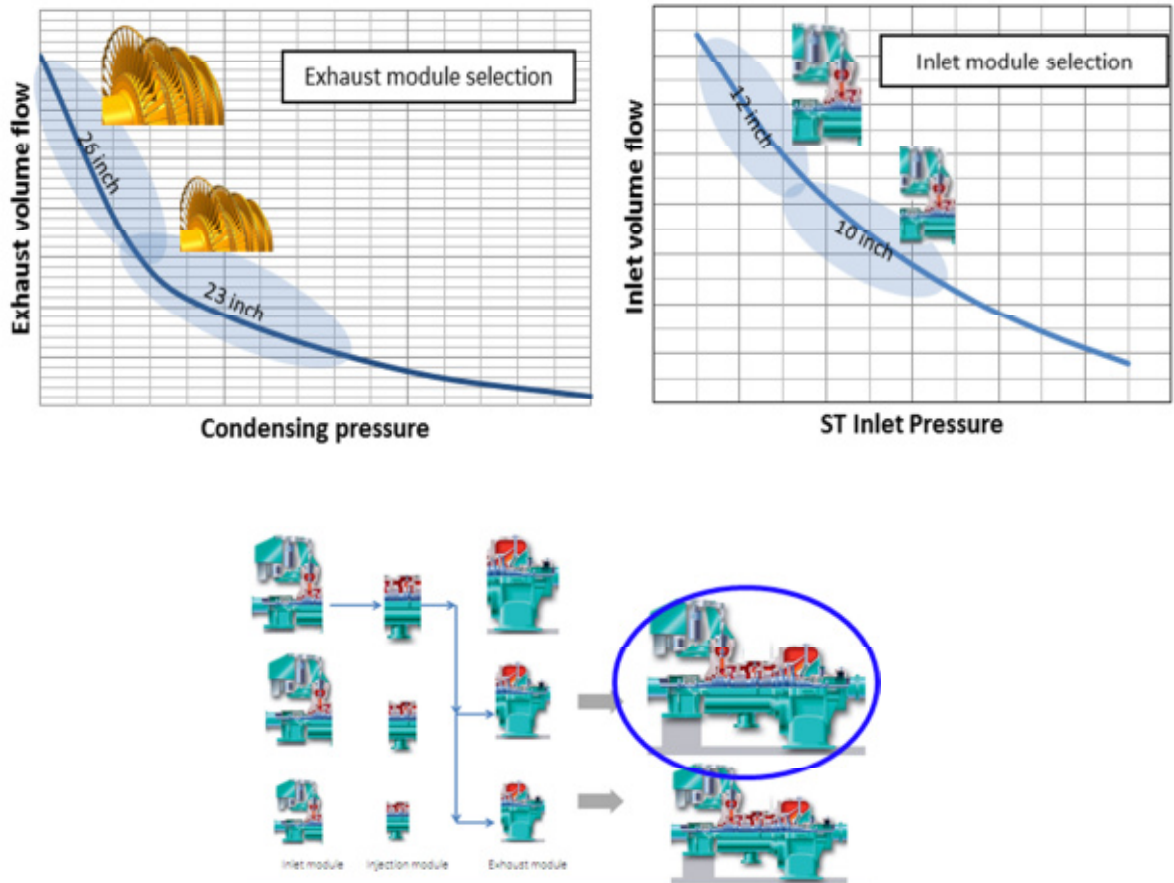


Figura 6.7: Selezione della miglior configurazione dalla famiglia strutturata.

Attraverso l'esecuzione del tool integrato è stato quindi possibile definire la famiglia strutturata che in miglior modo si integra con la *GE Fr6FA* e avviare un'ottimizzazione iterativa tra impianto (*ESMS*) e turbina a vapore (*STS2*).

Dalla Figura 6.8 emerge quale sia la necessità di avere strumenti integrati per la valutazione delle prestazioni complessive. La curva di colore blu scuro rappresenta il punto di massimo teorico (ottenuto attraverso il solo codice *ESMS*): questa curva presenta un continuo lungo il range di pressioni investigato e il suo massimo è in funzione del rendimento impostato come input durante la fase di calcolo. La curva rossa e le curve celesti rappresentano il massimo predetto attraverso il codice *STS2*: le differenti curve rappresentano differenti famiglie di

macchina ed ciascuna riesce ad operare in un modesto range con prestazioni molto più influenzate dalla pressione in ingresso.

Il punto di massima potenza traguardato è lo stesso, in quanto in ESMS il rendimento della ST può essere modificato in modo opportuno. Allo stesso tempo si osserva una notevole differenza per quanto riguarda la posizione dell'ottimo in relazione alla pressione in ingresso alla macchina: questa differenza è dovuta principalmente al fatto che ESMS conduce prevalentemente calcoli termodinamici, mentre STS2 tiene conto di aspetti geometrici, strutturali e di fughe di vapore.

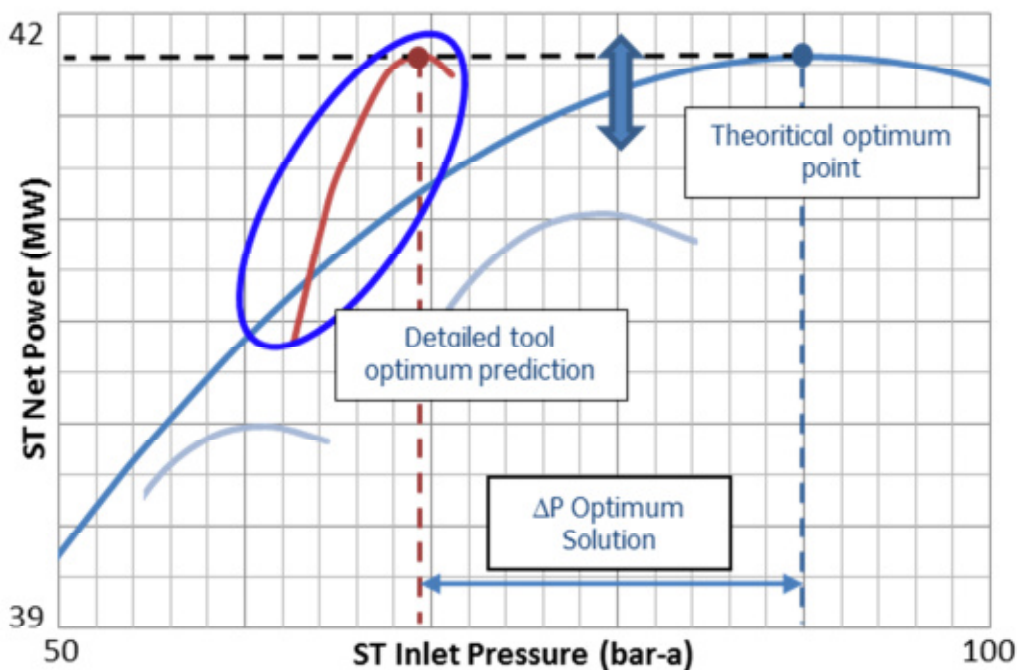


Figura 6.8: Differenza nell'ottimizzazione della ST con differenti tool di calcolo.

6.2 Analisi per la configurazione di *Steam path*

Nel presente paragrafo sono state analizzate più nel dettaglio le performance della turbina a vapore, andando a studiare la macchina dal punto di vista della geometria e del tipo di pale impiegate.

Ciò è stato realizzato utilizzando l'elemento del codice modulare *turbvNP* precedentemente descritto congiuntamente al tool di calcolo *STS2*, che consente di definire la turbina a vapore in ogni suo particolare costruttivo. Dal progetto *STS2* originario sono stati creati diversi progetti variando la geometria dello *steam path* e la tipologia di pale del tamburo di condensazione, a questo punto le prestazioni della turbina sono state valutate direttamente dal codice modulare con la subroutine *turbvNP*, mantenendo la configurazione impiantistica già utilizzata nei precedenti capitoli. In Tabella 6.2 sono riportate le condizioni del vapore per le quali sono stati ottimizzati i vari progetti della macchina.

Particolare attenzione è stata posta sull'analisi del tamburo di condensazione (*condensing drum*), che, a causa delle dimensioni elevate, rappresenta l'elemento più critico dell'intera macchina. Infatti, visto l'alto volume specifico del vapore nella sezione di bassa pressione, la macchina necessita di sezioni di passaggio maggiori e di pale più lunghe.

<u>Condizioni vapore</u>	Portata (kg/s)	Pressione (bar)	Temperatura (°C)
Vapore in ingresso (drum 1)	20.14	80.3	434.0
Vapore iniezione	9.64	6.50	261.9
Vapore al condensatore	31.44	0.232	63.3

Tabella 6.2: Condizioni del vapore.

<u>Numero di stadi</u>	Velocità A			Velocità B		
	HT13	HT15	HT17	HT13	HT15	HT17
Configurazione						
Drum 1	-	0	0	-17%	-17%	-17%
Drum 2	-	0	0	-20%	-20%	-20%
Drum 3	-	+9%	+9%	-18%	-18%	-18%
Drum 4	-	+50%	+75%	0	0	+50%
Condensing Drum	-	0	0	0	0	0

Tabella 6.3: Numero di stadi al variare delle dimensioni del condensing drum.

Ne consegue che nel *condensing drum* le sollecitazioni dovute alla forza centrifuga hanno un impatto maggiore rispetto alle sezioni di alta pressione, e di fatto limitano la velocità di rotazione della turbina. In fase di progetto la scelta delle dimensioni del *condensing drum*, con il relativo limite di velocità, si ripercuote su tutta la macchina: infatti, a parità di portata e salto di pressione, macchine più veloci consentono di adottare un minor numero di stadi, risultando più compatte ed economiche.

6.2.1 Geometria di riferimento

La turbina presa come riferimento per questo studio è una turbina a condensazione con iniezione. Lo *steam path* è suddiviso in quattro tamburi intermedi che portano il vapore dalla pressione iniziale di circa 80 bar ad una pressione dell'ordine di 2 bar, seguiti da un tamburo di condensazione. Il numero di stadi a reazione dei tamburi intermedi dipende principalmente dal salto di pressione e dalla velocità di rotazione imposti durante la fase di progetto: in tabella 6.3 viene riportato il numero di stadi per ogni tamburo al variare della sezione di bassa pressione e della velocità di rotazione, con riferimento alla configurazione di riferimento HT13. Per il tamburo di condensazione è stata utilizzata una configurazione standardizzata con 3 stadi, denominata HT, disponibile in diverse dimensioni (in ordine crescente HT13, HT15 e HT17).

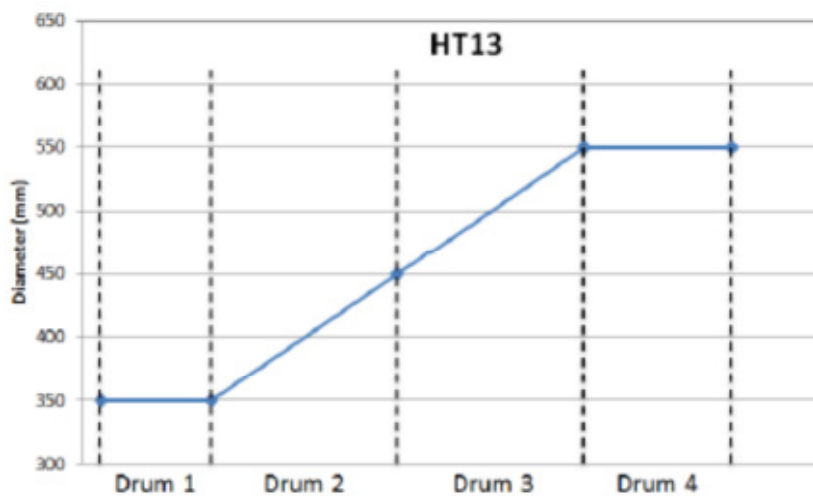


Figura 6.9: Diametri di ingresso e uscita dei tamburi di alta pressione.

Tutti gli stadi sono del tipo a reazione: nelle applicazioni per ciclo combinato infatti non è necessario utilizzare stadi ad azione all'ingresso della macchina o in prossimità dell'iniezione, in quanto, rispetto agli impianti termoelettrici tradizionali, viene meno la necessità di parzializzazione. Il ciclo a vapore infatti opera in modalità “*sliding pressure*” e le effettive condizioni di funzionamento della caldaia, in termini di pressione e portata di vapore, sono determinate dall'intersezione della curva caratteristica del GVR con la curva caratteristica della turbina. Le condizioni del vapore in ingresso alla turbina dipendono direttamente dalla portata e dalla temperatura dei fumi entranti nel GVR, evitando così il ricorso ad organi di laminazione.

In Figura 6.9 è riportato l'andamento del diametro dei vari tamburi lungo l'asse longitudinale della macchina per la configurazione di riferimento HT13. Il primo tamburo non presenta variazioni di sezione ed ha un diametro costante di 350 mm. Nel secondo e terzo tamburo il diametro cresce linearmente da 350 fino a 550 mm, per poi rimanere costante nel quarto tamburo.

La flangia per l'iniezione di vapore si trova in prossimità dell'ingresso del quarto tamburo. In condizioni di progetto il vapore iniettato ha una pressione di circa 6.5 bar e una portata di circa 9.5 kg/s, pari al 30% del vapore complessivamente elaborato dalla macchina.

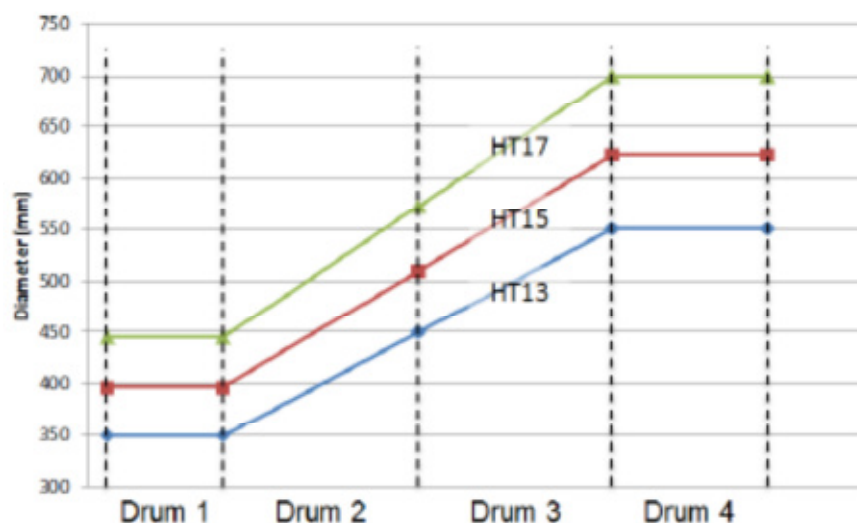


Figura 6.10: Diametri dei tamburi di alta pressione per le configurazioni HT13, HT15, HT17.

La turbina scarica il vapore ad un condensatore ad aria che in condizioni di design lavora ad una pressione di 0.23 bar e riceve vapore umido con un titolo del 90%.

6.2.2 Analisi delle prestazioni del condensing drum

Le prestazioni della turbina a vapore precedentemente descritta sono state valutate per tre diverse configurazioni di Condensing Drum (HT13, HT15, HT17), sviluppate con la stessa tecnologia ma di dimensioni differenti. Per le applicazioni di *Power Generation* la turbina è progettata per lavorare a due velocità: la velocità “A” è riservata per le applicazioni con un grande numero di avvii, mentre la velocità “B” è usata per le normali applicazioni di generazione di potenza.

Per le configurazioni di condensing drum HT15 e HT17 i diametri dei tamburi sono stati opportunamente scalati in modo da garantire un buon accoppiamento della sezione di bassa pressione con quella di alta pressione. In Figura 6.10 si può notare come la geometria di riferimento con *condensing drum* HT13 sia stata modificata per adattarsi alle altre configurazioni.

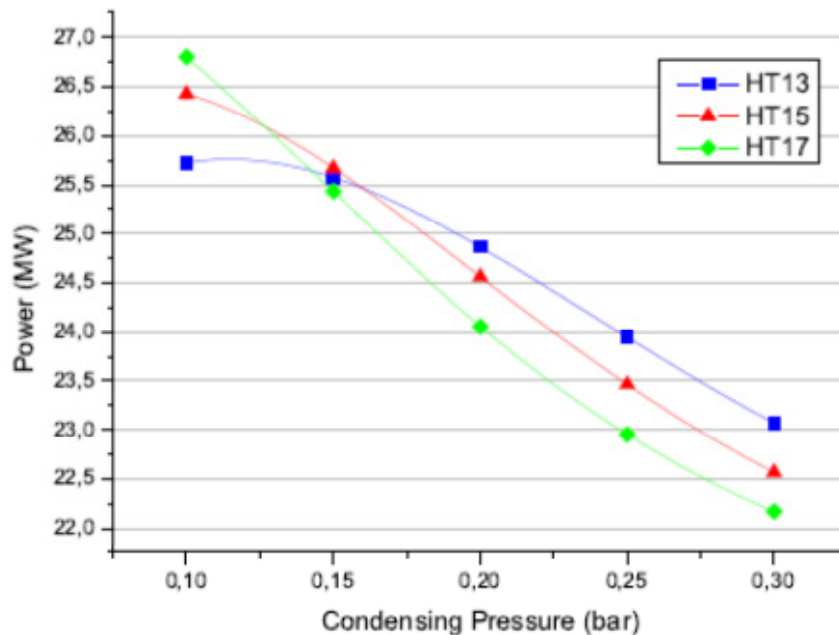


Figura 6.11: Potenza al variare delle pressioni di condensazione per la velocità di rotazione “A”.

Le prestazioni della turbina sono state quindi valutate al variare della pressione di condensazione per ognuna delle tre configurazioni di *condensing*

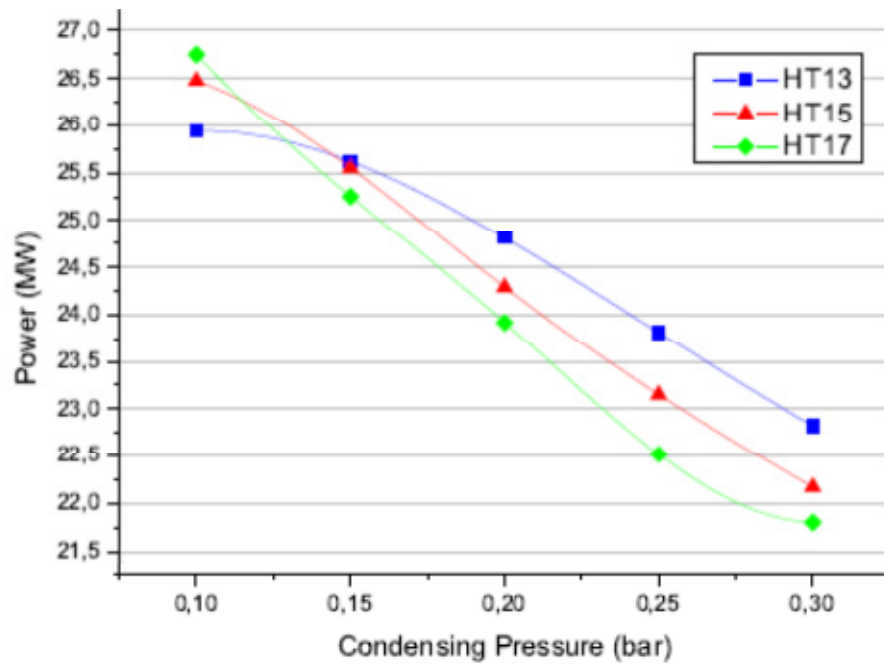


Figura 6.12: Potenza al variare della pressione di condensazione pe la velocità di rotazione “B”.

drum e per le due possibili velocità di rotazione. Dai grafici di Figura 6.11 e 6.12 si può notare come le tre diverse configurazioni di *condensing drum* presentino un diverso andamento della potenza al variare delle condizioni operative del condensatore: gli stadi HT17 operano in condizioni ottimali per basse pressioni di

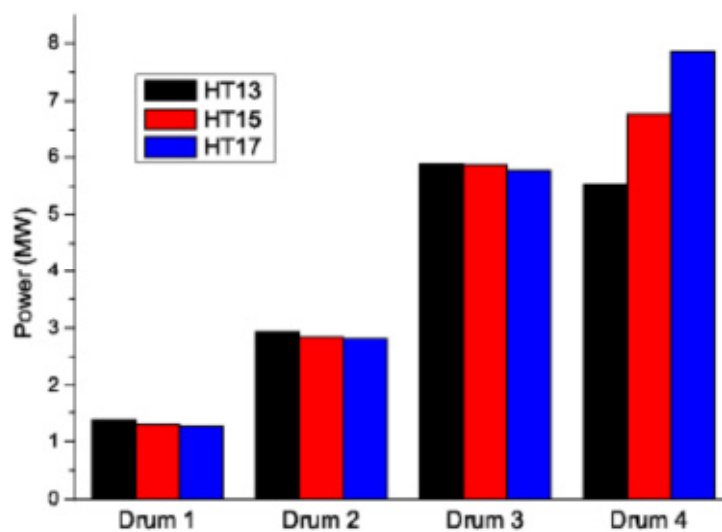


Figura 6.13: Potenza dei tamburi di HP per le tre configurazioni di *condensing drum*.

condensazione ($P_{\text{cond}} < 0.124$ bar per la velocità “A”, $P_{\text{cond}} < 0.114$ bar per la velocità “B”), gli stadi HT15 risultano la scelta migliore nel caso di pressioni medio-basse ($0.124 < P_{\text{cond}} < 0.166$ bar per la velocità “A”, $0.114 < P_{\text{cond}} < 0.144$ bar per la velocità “B”), mentre gli stadi HT13 danno le migliori prestazioni nel campo delle alte pressioni ($P_{\text{cond}} > 0.166$ bar per la velocità “A”, $P_{\text{cond}} > 0.144$ bar per la velocità “B”).

Per comprendere meglio il diverso comportamento delle tre configurazioni di stadi HT al variare delle condizioni di condensazione è opportuno osservare per prima cosa come la scelta di un determinato tipo di tamburo di condensazione vada ad influenzare le prestazioni dei tamburi a monte. In Figura 6.13 è riportata la potenza generata dai singoli tamburi di alta pressione nelle condizioni di design (si tenga presente che l'effetto delle condizioni al condensatore sulle prestazioni dei tamburi di alta pressione è trascurabile). Per i primi tre tamburi la potenza generata risente soltanto in minima parte degli effetti del diverso condensing drum e del relativo fattore di scala ad esso associato, mentre per il quarto tamburo i valori della potenza generata variano sensibilmente. Ciò è dovuto principalmente alle diverse condizioni di pressione in uscita dal drum 4 e in ingresso al *condensing drum*: la pressione attesa infatti è di 2.15 bar per la configurazione HT13, 1.66 bar per la HT15 e 1.31 bar per la HT17. Un altro aspetto significativo per chiarire il diverso comportamento delle tre configurazioni di stadi HT al variare delle condizioni di condensazione è l'analisi dell'efficienza del *condensing drum*. Dal grafico di Figura 6.14 si nota come, per le basse pressioni, l'efficienza delle tre configurazioni di condensing drum assuma valori comparabili, mentre al crescere della pressione l'efficienza tenda a diminuire. Nel caso delle pale HT17 l'efficienza ha un andamento decrescente, mentre negli altri casi è presente un punto di massimo (a 0.134 bar per le pale HT15, a 0.181 bar per le HT13).

Alle alte pressioni la differenza di efficienza delle tre configurazioni è tale da compensare la differenza di potenza generata nel quarto tamburo, con il risultato che ogni tipo di *condensing drum* funziona al meglio in uno specifico intervallo di pressioni, come già osservato dal grafico di Figura 6.11.

Aumentando la velocità della macchina (Figura 6.15) le efficienze presentano gli stessi andamenti ma con valori leggermente superiori.

Di seguito sono state evidenziate le differenze di prestazioni per i diversi tipi di condensing drum al variare della velocità di rotazione. Nel caso delle pale HT13 (Figura 6.16) si osserva una leggera differenza tra gli andamenti delle due potenze: per basse pressioni di condensazione (fino a 0.17 bar) è da preferirsi la macchina alla velocità di rotazione più lenta, viceversa per alte pressioni la macchina più veloce dà migliori risultati. Per le pale HT15 e HT17 (Figure 6.17 e 6.18) le migliori prestazioni si ottengono per la velocità di rotazione più lenta.

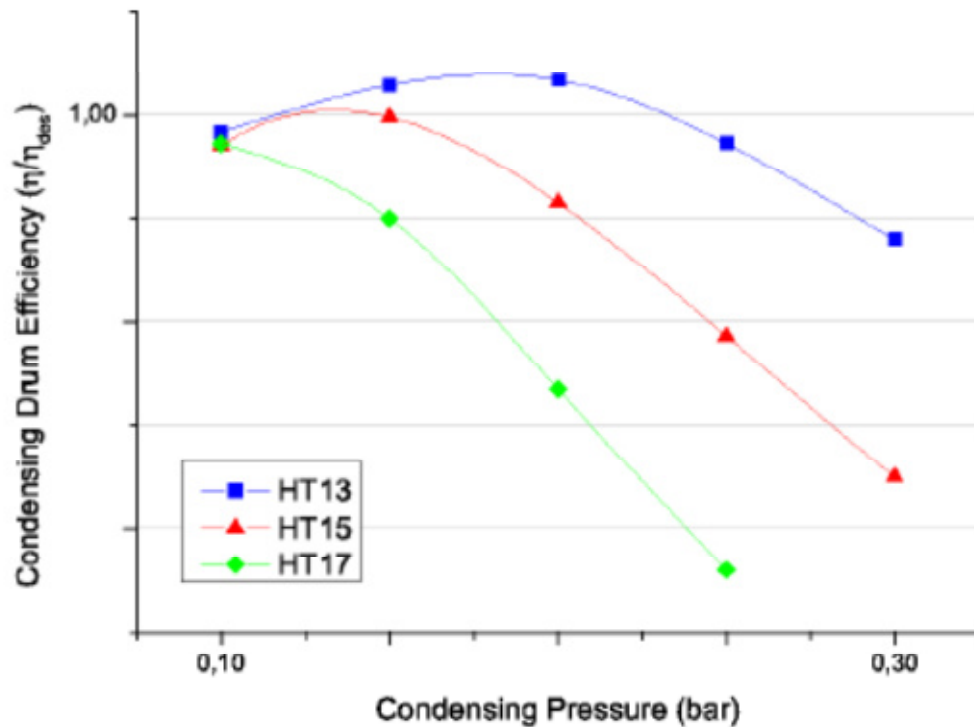


Figura 6.14: Efficienza al variare della P di condensazione per la velocità di "A".

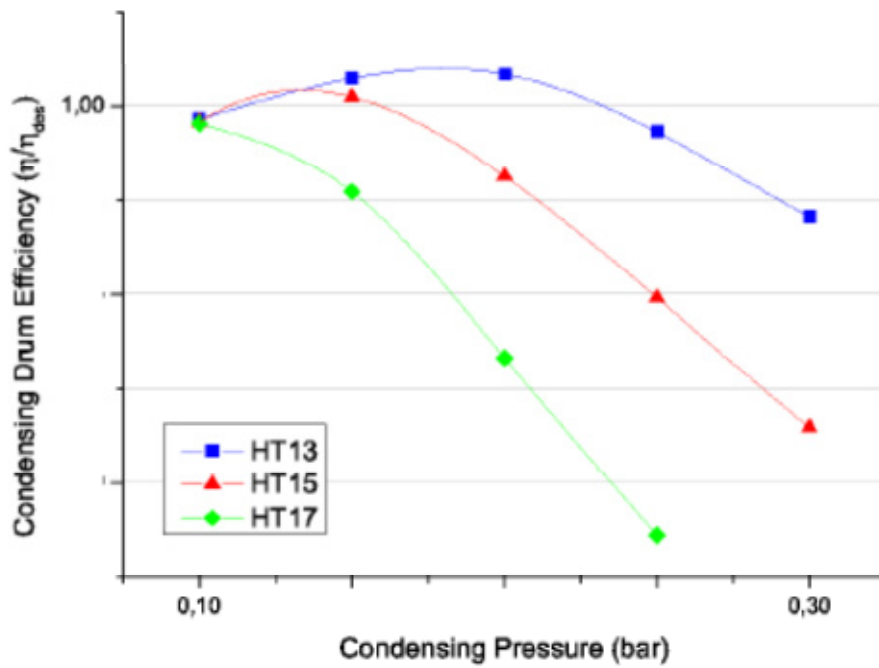


Figura 6.15: Efficienza al variare della P di condensazione per la velocità di “B”.

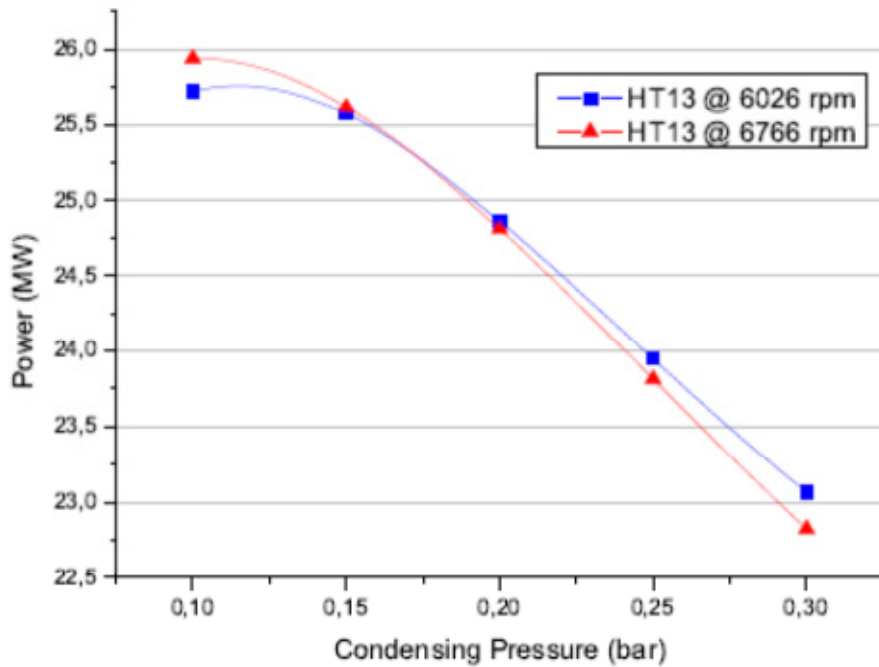


Figura 6.16: Potenza al variare della P di condensazione per la configurazione di HT13.

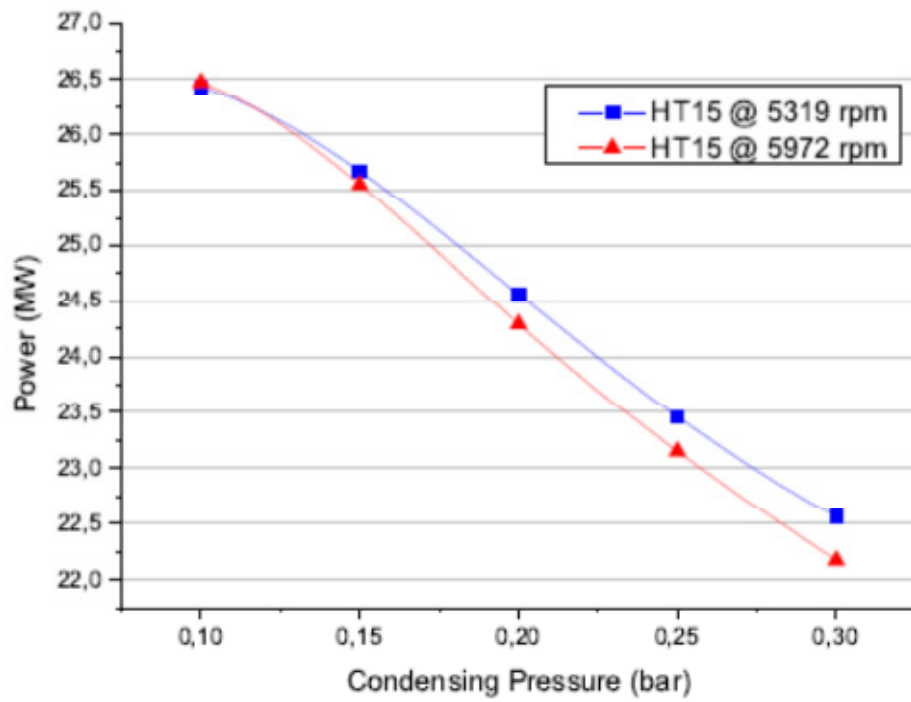


Figura 6.17: Potenza al variare della P di condensazione per la configurazione HT15.

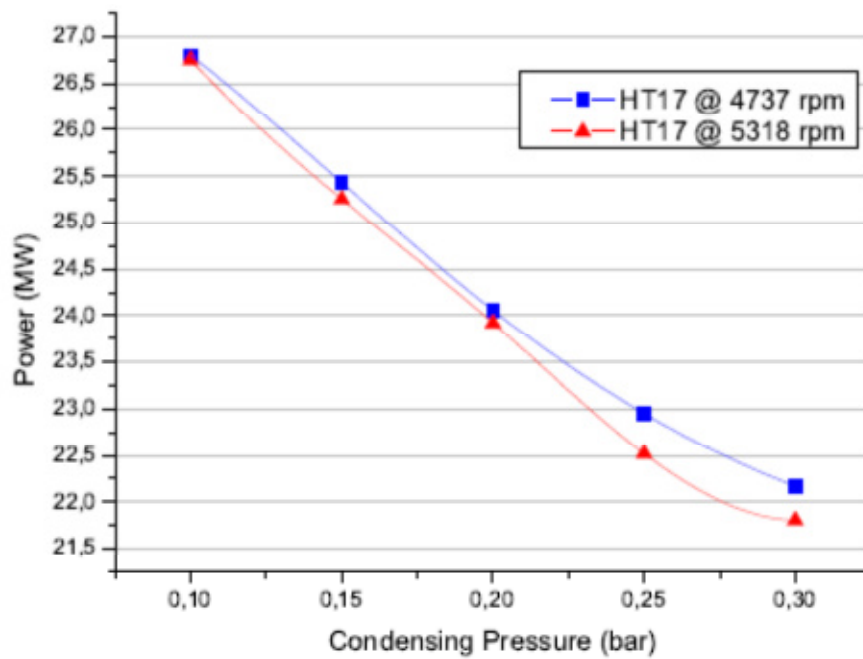


Figura 6.18: Potenza al variare della P di condensazione per la configurazione di HT17.

6.2.3 Analisi della geometria di steam path

In questo paragrafo viene descritta l'analisi delle prestazioni della macchina al variare della geometria dello steam path, in particolare al variare delle dimensioni dei vari tamburi.

Dalla geometria di riferimento descritta nel paragrafo precedente sono state ricavate altre cinque configurazioni variando opportunamente i diametri dei tamburi di alta pressione e l'altezza delle pale. I valori dei diametri corrispondenti ai drum 1 e 4 sono stati presi come punto di partenza per la creazione delle nuove geometrie: da ognuno di essi si sono ricavati due nuovi valori di diametro, uno maggiorato del 20% rispetto alla geometria di riferimento, l'altro con dimensioni ridotte del 20%. Per quanto riguarda i drum 2 e 3 è stato mantenuto un andamento dei diametri lineare.

I nuovi diametri ottenuti, insieme con quelli della geometria di riferimento, sono stati combinati ottenendo in tutto sei geometrie, come mostrato in Figura 6.19. Tra le diverse configurazioni di steam path possibili sono state escluse dall'analisi quelle nelle quali la variazione di diametro tra il primo e l'ultimo tamburo assumeva i valori minimi e massimi. Le configurazioni appena descritte sono state analizzate variando i tre diversi tipi di condensing drum HT13, HT15 e HT17: i valori dei diametri quindi sono stati modificati di conseguenza secondo i fattori di scala riportati nel paragrafo 6.2.2.

Una volta definite le sei geometrie da studiare, la turbina è stata testata nelle condizioni di design dell'impianto e al variare della pressione di condensazione. Inoltre sono state verificate le prestazioni al variare della velocità di rotazione della macchina.

In Figura 6.20 è possibile osservare l'andamento della potenza generata dalla macchina al variare della pressione di condensazione per le pale di condensing drum di tipo HT13. La potenza presenta un massimo in corrispondenza di una pressione di condensazione di circa 0.117 bar, indipendentemente dalla geometria adottata. La migliore configurazione di steam path risulta essere la numero 5,

contraddistinta da un diametro del primo tamburo più piccolo del 20% rispetto alla geometria di riferimento.

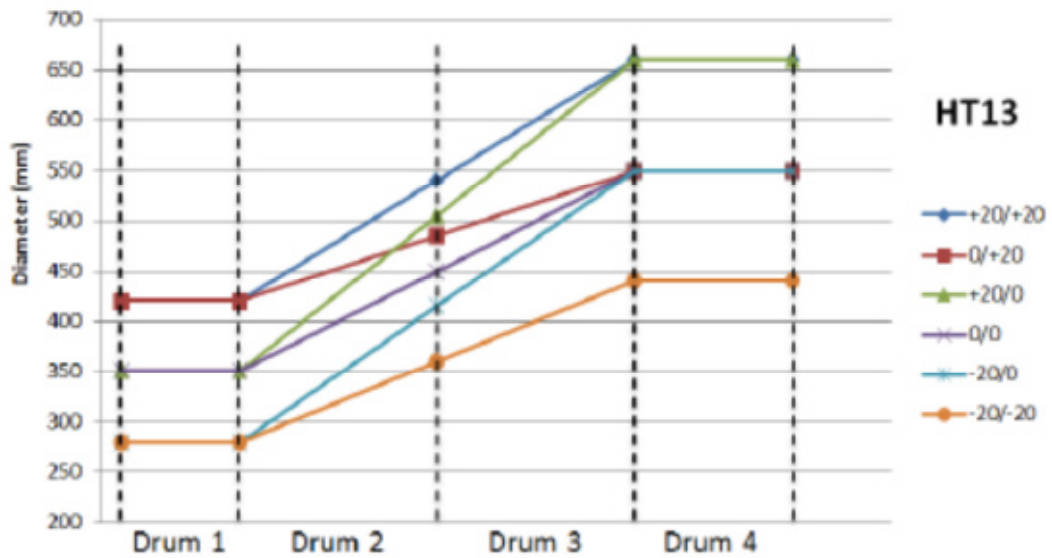


Figura 6.19: Diametri di ingresso e uscita dei tamburi di alta pressione per le sei configurazioni di steam path (pale di condensing drum HT13).

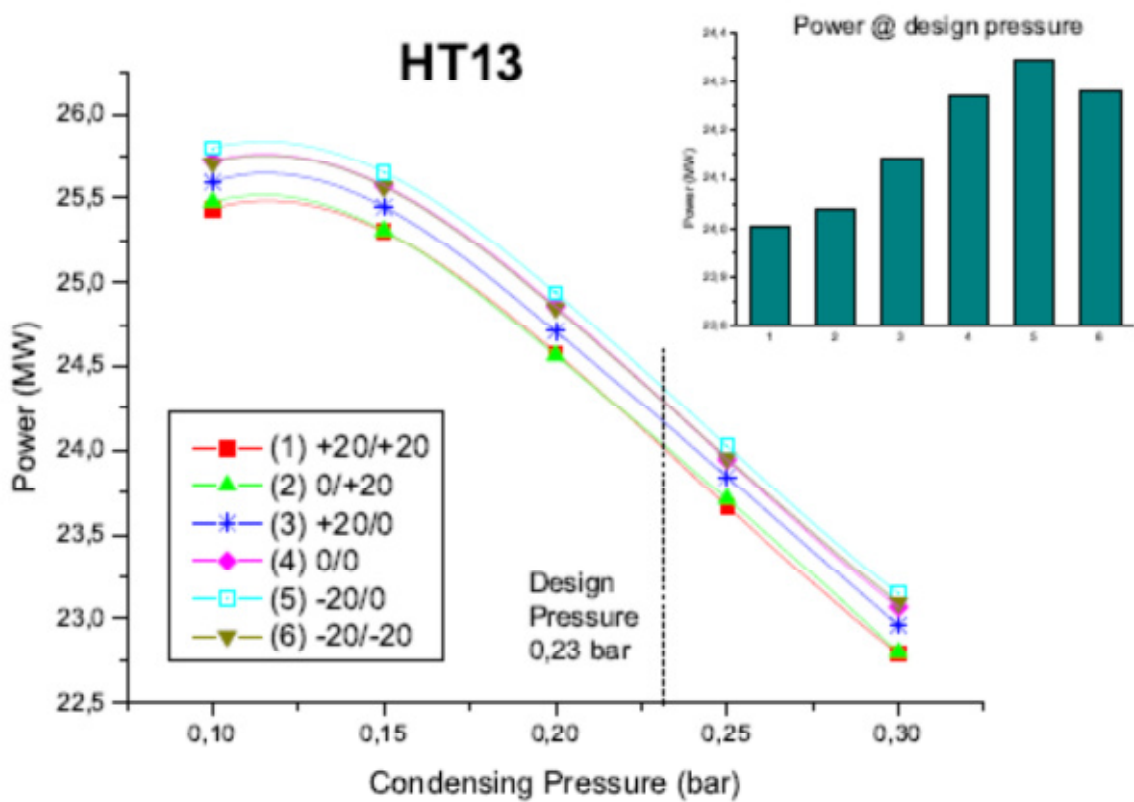


Figura 6.20: Potenza al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (pale di condensing drum HT13, velocità di rotazione "A").

La potenza stimata per le pale di condensing drum HT15 e HT17 presenta invece un andamento decrescente all'aumentare della pressione di condensazione (Figure 6.21 e 6.22). In entrambi i casi la potenza generata alla pressione di condensazione di progetto risulta inferiore rispetto alla configurazione con pale HT13, mentre per pressioni inferiori la potenza tende a crescere, in accordo con quanto descritto nel paragrafo precedente.

Anche in questo caso la geometria numero 5 `e quella che garantisce le migliori prestazioni, sia in condizioni di progetto sia in condizioni di off-design.

Per capire meglio come la scelta di un diverso *steam path* influenzi le prestazioni della turbina sono state osservate le potenze generate dai singoli tamburi per ognuna delle configurazioni. In questo caso si è scelto di rappresentare la potenza come differenza tra la potenza generata da una particolare geometria e quella generata dalla geometria di riferimento, in modo da evidenziare il contributo in termini di prestazioni di ogni singola sezione della macchina.

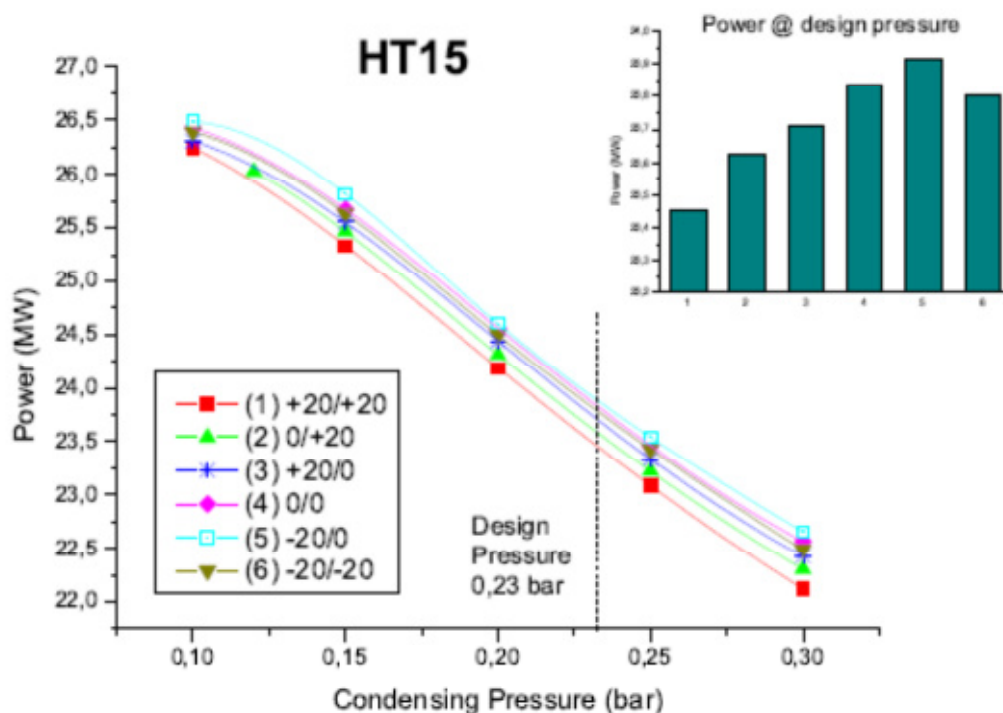


Figura 6.21: Potenza al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (pale di condensing drum HT15, velocità di rotazione "A").

In Figura 6.23 è riportata la differenza di potenza rispetto alla geometria di riferimento per la configurazione con pale di condensing drum HT13 nelle condizioni di design e alla velocità di rotazione di “A”. Le altre configurazioni di tamburi di condensazione presentano i medesimi andamenti delle potenze e non sono state riportate.

Per prima cosa osserviamo come la geometria numero 5 (-20%/0) generi la potenza totale maggiore: ciò è dovuto principalmente al contributo positivo dei drum 1 e 2, mentre nei restanti tamburi la potenza generata è leggermente inferiore rispetto a quella della geometria di riferimento.

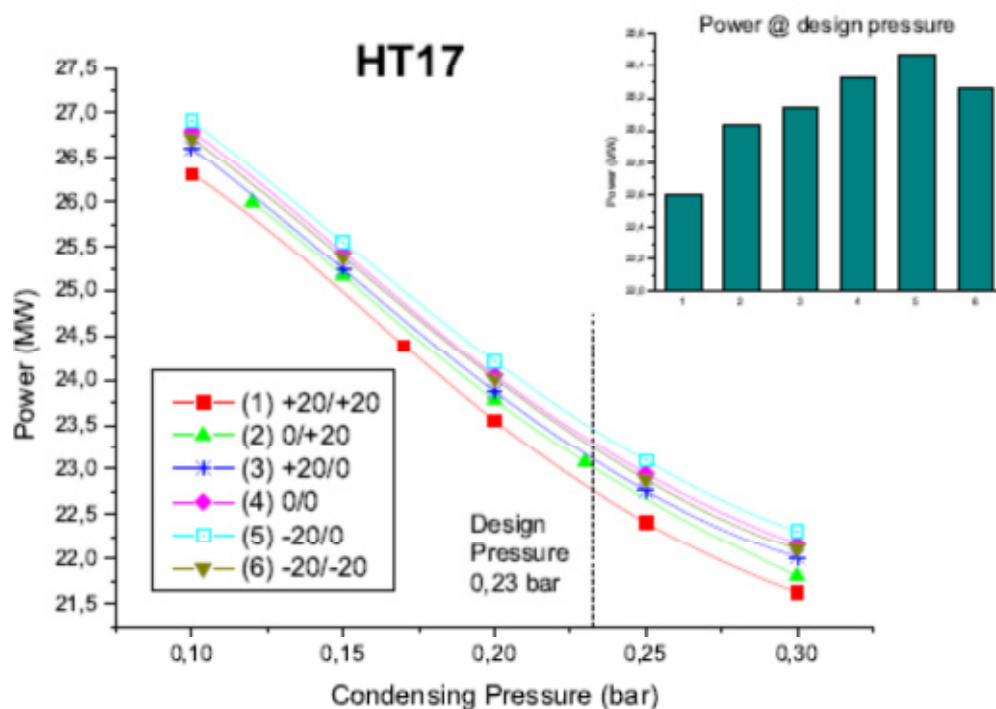


Figura 6.22: Potenza al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (pale di condensing drum HT17, velocità di rotazione “A”).

La geometria numero 6 (-20%/-20%) è caratterizzata da una potenza totale circa uguale a quella del caso di riferimento, ma è interessante osservare come i contributi positivi dei primi tre tamburi siano praticamente annullati dall’elevato contributo negativo del quarto tamburo.

Infine per le geometrie numero 1, 2 e 3, caratterizzate da tamburi con diametro maggiore rispetto alla geometria di riferimento, si osserva come la bassa

potenza totale sia dovuta principalmente alle pessime prestazioni dei primi tre tamburi, nettamente inferiori rispetto ai contributi positivi dovuti al quarto tamburo e al condensing drum.

Un ulteriore aspetto significativo per valutare le prestazioni delle diverse geometrie di *steam path* è l'analisi delle efficienze dei singoli tamburi. Per quanto riguarda la sezione di alta pressione le efficienze dipendono principalmente dal diametro degli stessi tamburi e gli effetti dovuti alle variazioni di pressione al condensatore possono essere ampiamente trascurati. Di seguito si è scelto quindi di dare maggior risalto allo studio del tamburo di condensazione, evidenziando le differenze tra le configurazioni di pale HT13, HT15 e HT17.

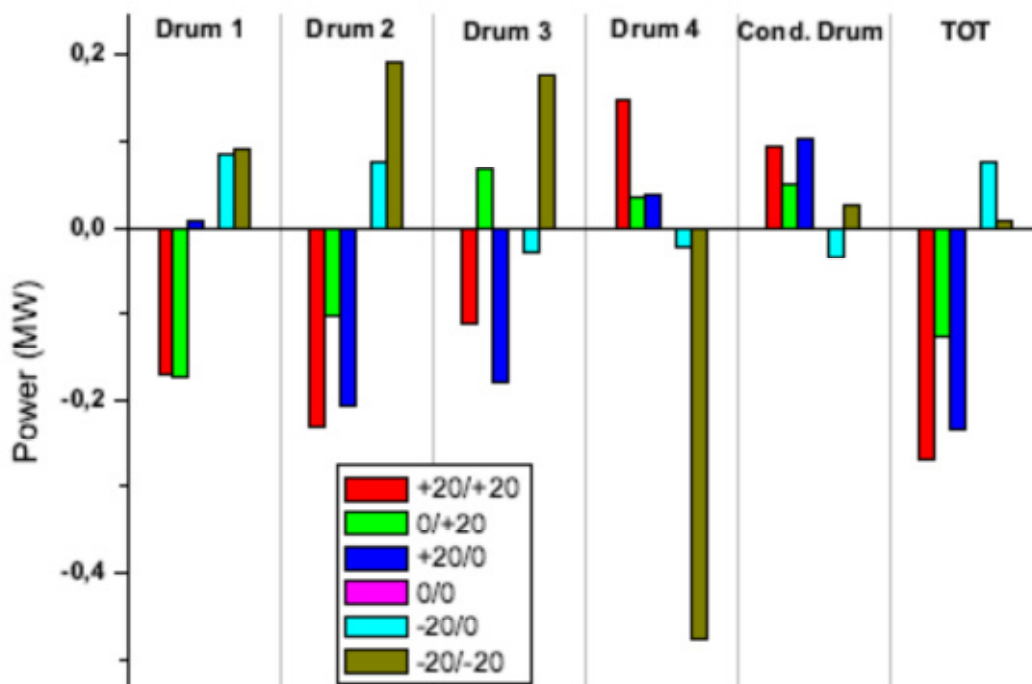


Figura 6.23: Differenza di potenza rispetto alla geometria di riferimento 0/0 (pale di condensing drum HT13, velocità di rotazione "A").

I valori maggiori di efficienza si registrano per le pale del tipo HT13: osservando il grafico di Figura 6.24 si nota come l'andamento dell'efficienza del condensing drum presenti un massimo in corrispondenza di una pressione di condensazione di circa 0.18 bar, raggiungendo valori di efficienza di circa 1.5% superiori rispetto all'efficienza della configurazione di riferimento in condizioni di design. Le geometrie che presentano le migliori caratteristiche in termini di

efficienza del condensing drum risultano essere quelle con dimensioni dei diametri maggiorate rispetto al caso di riferimento (geometrie n. 1,2,3).

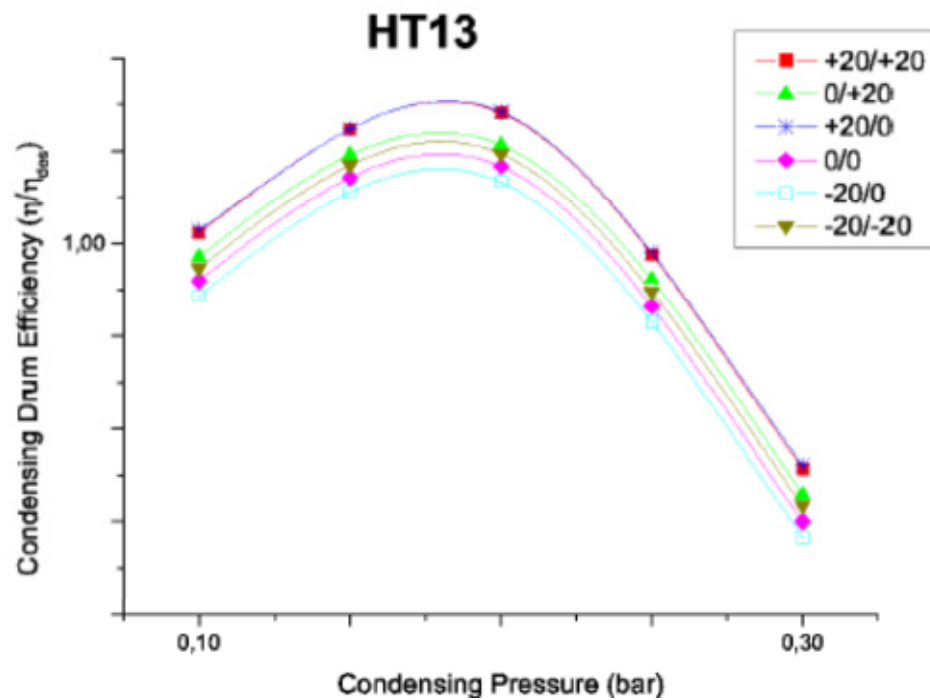


Figura 6.24: Efficienza del condensing drum HT13 al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (velocità di rotazione “A”).

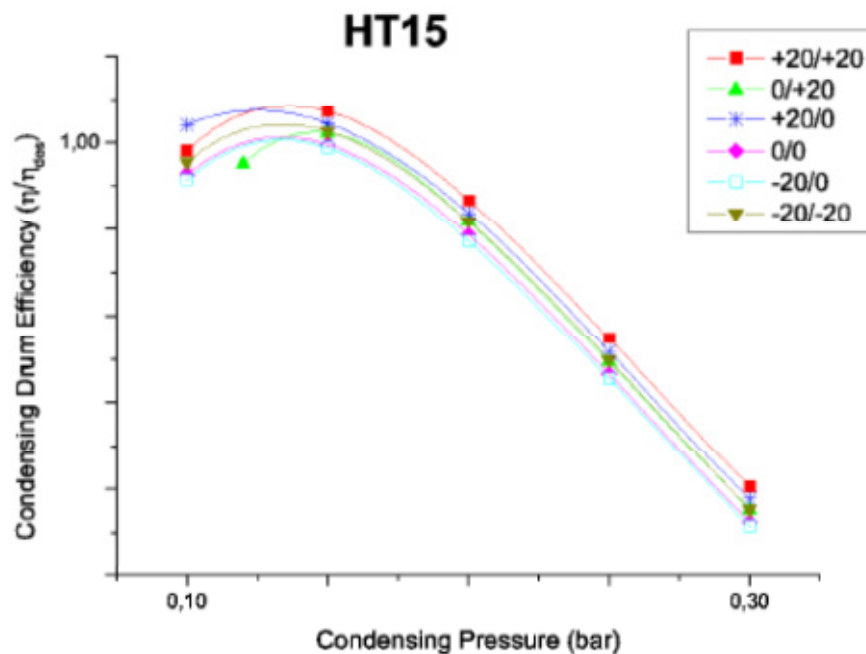


Figura 6.25: Efficienza del condensing drum HT15 al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (velocità di rotazione “A”).

Per le pale HT15 il picco di efficienza si riscontra per pressioni inferiori, in un intervallo compreso tra 0.126 bar e 0.145 bar (Figura 6.25). Anche il valore massimo di efficienza raggiunto in questo caso è minore, circa mezzo punto percentuale inferiore rispetto alla configurazione con pale HT13. Inoltre per alte pressioni di condensazione l'efficienza presenta un andamento fortemente decrescente. Le geometrie nelle quali il drum 1 è stato sovradimensionato sono quelle con andamenti migliori.

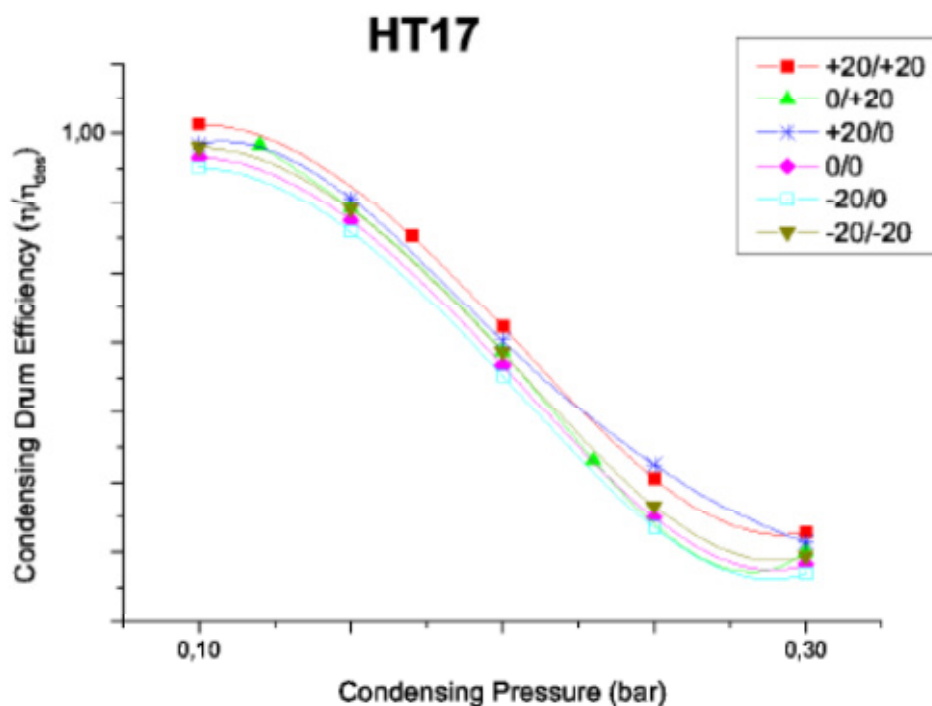


Figura 6.26: Efficienza del condensing drum HT15 al variare della pressione di condensazione per le sei configurazioni di steam path (velocità di rotazione "A").

Nel caso di pale HT17 l'efficienza presenta un andamento decrescente e monotono (Figura 6.26): il valore massimo è raggiunto in corrispondenza della pressione minima ed è dell'ordine dell'efficienza presa come riferimento, circa un punto percentuale inferiore rispetto a quanto registrato nel caso di pale HT13. Anche in questo caso le geometrie che presentano un andamento dell'efficienza migliore sono quelle con dimensioni maggiorate rispetto alla geometria di riferimento.

A conclusione dell'analisi sullo *steam path* della macchina possiamo affermare che la geometria n.5, con diametro del primo tamburo inferiore rispetto alla geometria di riferimento, garantisce le prestazioni migliori, sia in caso di pressione di condensazione di progetto che in caso di condizioni di off-design.

La pressione di condensazione di design è un parametro fondamentale per la scelta del tipo di pale del *condensing drum*: come si è notato dal grafico di Figura 6.11, per alte pressioni è preferibile utilizzare pale di tipo HT13, mentre per basse pressioni sia le HT15 sia le HT17 danno prestazioni migliori.

Ciò si riscontra anche osservando l'andamento del rendimento del *condensing drum* (Figura 6.14), tenendo presente però che ognuna delle tre configurazioni ha un effetto diverso sull'ammontare di potenza generata dai tamburi di alta pressione.

6.3 Implementazione funzione calcolo costi

La quotidiana interazione con gli uffici di ingegneria di GE – Nuovo Pignone, durante lo svolgimento del dottorato ha sollevato, una questione fondamentale riguardante le valutazioni economiche, nello specifico dei costi della turbina a vapore.

La ricerca dell'ottimo prestazionale è sicuramente il punto di partenza per la progettazione di una turbomacchina, come di un impianto completo; ma tale ricerca può risultare soltanto un esercizio accademico se non supportata da un'attenta stima dei costi. Le esigenze del cliente finale e la sempre maggior concorrenza in un mercato globale rende sempre più preponderante l'aspetto economico, in taluni casi pur a discapito degli aspetti tecnici.

In bibliografia esistono molti studi, anche se non molto recenti, che attraverso varie correlazioni presentano una stima dei costi di un impianto a ciclo combinato: Attala et al. [27] nel loro lavoro mostrano una valutazione termoeconomica di un impianto a ciclo combinato minimizzando il capitale di investimento, inoltre sono fornite alcune funzioni per la stima dei costi dei vari componenti.

Roosen et al. [28] presentano un'ottimizzazione parametrica del sistema "impianto" in modo da ottenere uno strumento decisionale per supportare la valutazione dell'investimento in funzione dei costi di operabilità.

Ad ogni modo il risultato di queste correlazioni è comunque una stima, poiché basata su dati puramente termodinamici, rendimenti e alcuni fattori correttivi, che difficilmente possono tener conto della complessità delle lavorazioni o dei componenti interni selezionati per la macchina.

Il confronto più interessante è quello riguardante la turbina a vapore dove si sono analizzate le correlazioni presentate da Roosen et al. [28] (C_{st1}) e Carapellucci et al. [29] (C_{st2}), confrontandole con il costo reale di una macchina con le stesse condizioni di lavoro in ingresso. Per i costi reali si è fatto riferimento al lavoro di Attala [30], attualizzando i costi, in quanto unici dati pubblicabili disponibili.

$$C_{st1} = C_{51} \cdot P_{st}^{0.7} \cdot \left(1 + \frac{0.05}{1 - \eta_{is}}\right)^3 \cdot \left(1 + 5e^{\frac{T_{in}-866}{10.42}}\right)$$

Dove $C_{51} = 2992.6 \text{ €/kW}^{0.7}$

$$C_{st2} = 3922.33 \cdot P_{st}^{0.7} \cdot \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{is}}\right)^3 \cdot \left(1 + 5e^{\frac{T_{in}-866}{10.42}}\right)$$

Il confronto è stato realizzato ipotizzando per le condizioni operative una $T_{in}=550^{\circ}\text{C}$ e $\eta_{is}=0.845$. La Figura 6.27 mostra come le correlazioni di letteratura rispecchino solo per un limitato range di potenze meccaniche i costi di una macchina reale: infatti per turbine a vapore inferiori ai 10 MW le correlazioni sottostimano il costo effettivo della macchina. Questa situazione può essere collegata principalmente a due diversi fattori. Per prima cosa le correlazioni bibliografiche prevedono l'utilizzo di un solo valore di rendimento lungo tutta la macchina, in realtà una turbina a vapore è composta da vari tamburi, nei quali il rendimento può subire anche notevoli variazioni a secondo delle condizioni di

lavoro e del tipo di pala selezionato: differenti tipologie di pale indicano differenti lavorazioni in fase di *manufacturing* e conseguentemente differenti costi.

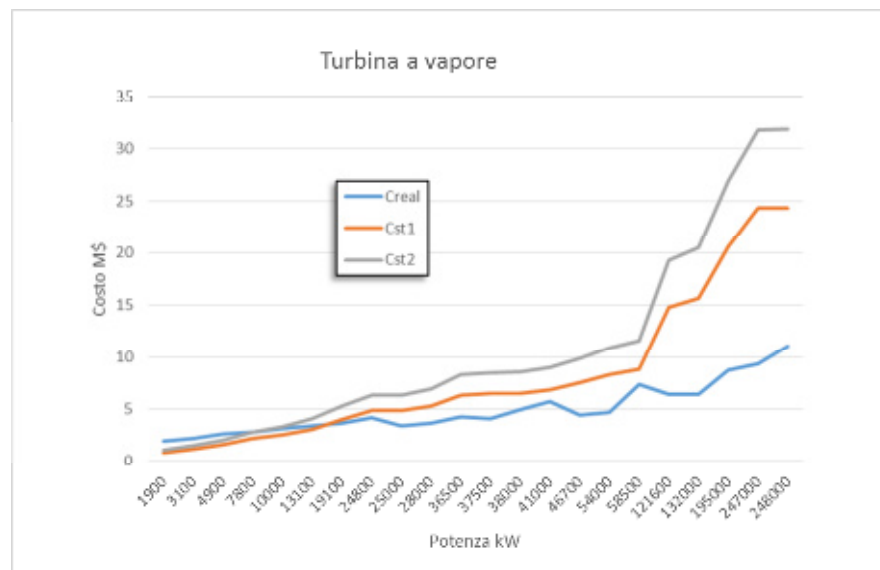


Figura 6.27: Costi ottenuti con le correlazioni valutate e un costo reale.

Inoltre per macchine di piccole dimensioni le sezioni di passaggio utili al vapore sono confrontabili con le sezioni di trafilamento, per questo per recuperare in efficienza è necessario l'impiego di materiali migliori o lavorazioni più accurate che causano un aumento dei costi. Tra i 13 MW e i 60 MW le correlazioni sovrastimano i costi effettivi; questa sovrastima è possibilmente legata all'utilizzo di parametri che divergono dai valori reali. Oltre i 60 MW la differenza di costo è tale da rendere inadeguate le suddette correlazioni.

Stessa indagine è stata successivamente avviata per condensatore e HRSG. La turbina a gas non è rientrata nel calcolo del costo di impianto, in quanto esterna allo scopo di questo progetto.

Per il condensatore si sono valutate le correlazioni di Carapellucci et al. [29] (C_{cond1}) e Frangopoulos et al. [31] (C_{cond2}) sempre confrontandole con i dati reali provenienti da passate esperienze GE – Nuovo Pignone.

$$C_{cond1} = 191.1 \cdot A_c + 509.94\dot{m}c$$

$$C_{cond2} = 524.75 \cdot A_c + 1390.7\dot{m}c$$

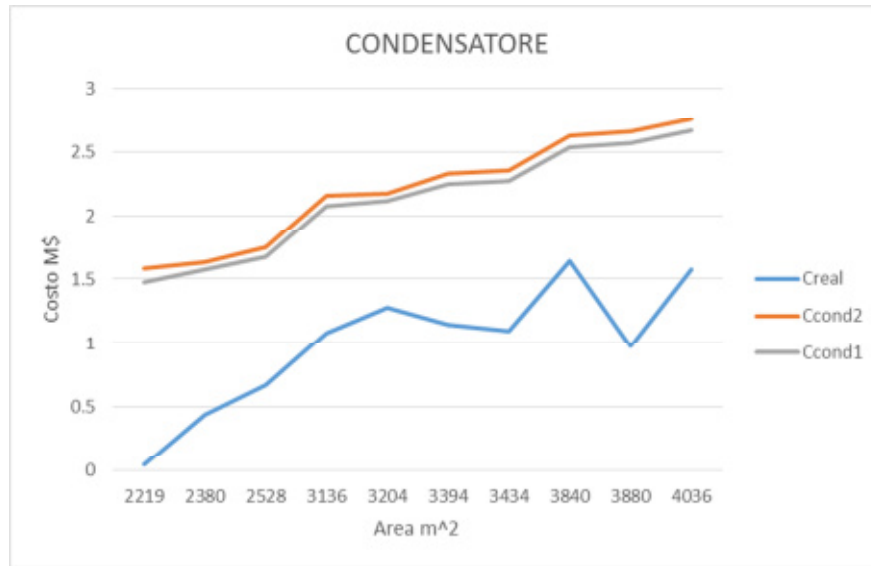


Figura 6.28: Costi ottenuti con le correlazioni valutate e un costo reale per il condensatore.

Nel caso del condensatore (Figura 6.28) le correlazioni considerate sovrastimano abbondantemente il costo reale riportato nel lavoro di Attala. Anche Roosen presenta una correlazione, che risulta più complessa per l'integrazione nel modello di calcolo, in quanto richiede dati di input che porterebbero ad una pesante revisione della correlazione di calcolo nella subroutine specifica.

Per la caldaia a recupero in letteratura sono presentata molte correlazioni per la valutazione dei costi: esistono correlazioni che tengono conto sia dei singoli elementi, che della HRSG completa. Per completezza d'esposizione di esempio riportiamo le correlazioni presentate da Roosen: nel caso di caldaia a recupero non è presente un confronto con costi reali, in quanto il componente HRSG non rientra nella gamma di prodotti GE – Nuovo Pignone.

$$C_{HRSG} = C_{41} \cdot \sum_i \left(fp_{,i} \cdot fst_{,i} \cdot fg_{,i} \cdot \left(\frac{Q_i}{\Delta T_{lmi}} \right)^{0.8} \right) + C_{42} \cdot \sum_i (fp_{,i} \cdot \dot{m}_{st,i}) + C_{43} \cdot \dot{m}g^{0.5}$$

Dove:

$$C_{41} = 3197.25 \text{ €}/(kW/k)^{0.8}$$

$$C_{42} = 3197.25 \text{ €}/(kg/s)$$

$$C_{43} = 1152.75 \text{ €}/(kW/k)^{0.5}$$

$$fp_i = 0.0971 \cdot \frac{p_i}{30} + 0.9029$$

$$fst_i = 1 + e^{\left(\frac{T_{out,st,i}-830}{500}\right)}$$

$$fg_i = 1 + e^{\left(\frac{T_{out,g,i}-990}{500}\right)}$$

Con p_i in bar, T in kelvin, \dot{m} in kg/s, g=GAS, st=STEAM e la sommatoria sul numero di livelli di pressione.

In questo caso la formulazione per valutare i costi della HRSG è una funzione relativamente complessa che prende in considerazione vari parametri di processo.

6.4 Risparmio di tempo nell'utilizzo del nuovo strumento di simulazione

Altro aspetto fondamentale che può determinare il successo in un mercato globale, come quello di CCPP è sicuramente il tempo impiegato per dare una risposta soddisfacente alle esigenze del cliente finale. Normalmente la fase di progettazione della turbina a vapore è un processo di ingegneria che impiega tra i 12 e i 18 mesi, in base alla complessità della macchina.

La fase precedente, ovvero la selezione della macchina in base alle richieste del cliente, è un processo molto più celere in cui la velocità di risposta gioca un ruolo determinante per il successo rispetto ai competitor.

A questo proposito il nuovo tool automatico per il calcolo è stato confrontato con il processo manuale utilizzato durante la fase di selezione della macchina. Nella selezione manuale non essendo possibile modellare l'impianto vapore, in quanto tale elemento non rientra nella fornitura GE – Nuovo Pignone, le condizioni operative sono di norma le condizioni dettate dal cliente in termini di portate, pressioni e temperatura del vapore. Nel codice di calcolo automatico al contrario le condizioni vengono ricalcolate ad ogni iterazione in modo da arrivare ad una convergenza di valori tra ST selezionata e impianto.

Per rendere il confronto realistico il tempo impiegato per la modellazione del ciclo vapore non viene considerato.

Phase	Manual	ESMS + STS2 process
STS- Input HP Param	Manual – 5 min	Automated – 5 sec
STS- Run HP	Interactive – 1 min	Automated – 5 sec
BoP- Input HP	Manual – 30 min	Automated – 5 sec
BoP-Run Cycle	Interactive – 1 min	Interactive – 1 min
STS-Update LP mass flow	Manual – 5 min	Automated – 5 sec
STS-Run LP	Interactive – 1 min	Automated – 5 sec
BoP-Update	Manual – 30 min	Automated – 5 sec
BoP- Run Cycle	Interactive – 1 min	Interactive – 1 min
STS-Update HP mass flow	Manual – 5 min	Automated – 5 sec
Total time per iteration	79 min	2min 35 sec

Tabella 6.21: Stima dei benefici nell'utilizzo del tool integrato.

Il confronto viene eseguito su un singolo ciclo iterativo, mattone fondamentale del processo di calcolo, a convergenza dei codici.

Si osserva come il tempo guadagnato nell'esecuzione del tool integrato durante il processo di selezione e ottimizzazione porti ad un risparmio netto di circa 75 minuti su singola iterazione. Questo dato si traduce, considerando i possibili utilizzatori e il numero di utilizzi, in circa 2000 h/anno risparmiate in fase di selezione, progettazione e ottimizzazione di ST per cicli combinati, evitando inoltre la possibilità di errore introdotta durante i processi manuali.

Capitolo 7

Conclusioni

Il presente dottorato di ricerca si è sviluppato in ambito industriale, con lo scopo di aumentare le conoscenze tecnologiche riguardanti i cicli combinati di piccola e media taglia per comprendere al meglio l'utilizzo della turbine a vapore GE – Nuovo Pignone in tale contesto.

Scopo della collaborazione è stato cercare una possibile risposta alla modesta penetrazione del mercato dei cicli combinati da parte delle turbine a vapore prodotte nello stabilimento di Firenze.

Il primo step per cercare di comprendere le motivazioni di tale situazione ha dato luce ad un'approfondita ricerca bibliografica per cercare di comprendere le tecnologie più evolute e per capire le esigenze e le necessità del settore, comprendendo come alcuni competitor hanno risposto alle problematiche più evidenti. Allo stesso tempo è stata avviata una dettagliata analisi di dati vendita di cicli combinati. Tale analisi di mercato per la fascia di potenze di interesse (ST da 0 a 100MW) ha rivelato come GE rivesta ruoli contrapposti in questo settore. Infatti nonostante risulti leader indiscusso per la fornitura di turbine a gas per ciclo combinato (*GE Power&Water*), incontra difficoltà nell'affermare allo stesso modo il prodotto turbina a vapore.

Per quanto riguarda la fornitura di tale componente si è osservato che soprattutto si affermano due ruoli distinti tra i competitor: il primo è un profilo *turnkey*, in cui il fornitore è lo stesso per tutto l'impianto; il secondo è invece un profilo di un competitor altamente specializzato nell'adeguamento delle proprie macchine a vapore anche su impianti di terzi.

Escludendo il primo profilo in quanto momentaneamente non di interesse di GE – Nuovo Pignone la completa fornitura dell'impianto, le cause principali che portano alla selezione di un fornitore possano ricercarsi principalmente tra costi, prestazioni e tempi di consegna.

Tralasciando il settore dei costi in quanto soggetto a segreto industriale, e il settore tempi di consegna, più legato alla parte produttiva dello stabilimento di Firenze, lo step successivo ha concentrata l'attenzione sulle prestazioni di tali macchine in modo da poter ottenere un processo che riuscisse a definire a seconda della tipologia di CCPP delle possibili famiglie di turbine integrabili nel ciclo a vapore. Per fare ciò si è pensato alla realizzazione di un tool di calcolo automatico che riuscisse ad integrare un codice BoP con il codice di selezione GE – Nuovo Pignone *STS2*. Attraverso una continua collaborazione con il gruppo IT al fine di sviluppare il nuovo codice di calcolo integrato si è selezionato il codice *ESMS* dell'Università di Firenze, come solutore BoP, che grazie alla sua flessibilità e alla facilità di sviluppo è risultato il sistema più opportuno. Inoltre attraverso la piattaforma *Reality Engine* si è potuto creare un collegamento diretto con *STS2*.

In questo modo si è ottenuto un codice di calcolo integrato ed automatico capace di selezionare ed ottimizzare una ST di produzione GE - Nuovo Pignone in modo da raggiungere le migliori prestazioni e soddisfare i requisiti imposti da un generico CCPP. Inoltre, rispetto al processo manuale comunemente utilizzato, è possibile coprire un più ampio spazio di design, facendo sì che anche l'impianto diventi, per quanto possibile, una variabile del sistema, in modo da ottenere le più alte prestazioni.

Una volta definito il set di informazioni di passaggio tra i vari tool di calcolo e stabilizzato il processo, portando a convergenza il calcolo su diverse configurazioni

di macchina sia per la fase di *design* che di *off-design*, è stata avviata la fase di testing.

L'ultimo step di tale attività di ricerca è stata quindi la fase di test. Per verificare il comportamento del tool integrato si è cercato di ricreare un caso reale, questo perché la possibilità di confrontare i risultati ottenuti con i dati inviati dal *site* offre una validazione importante per l'attività.

La fase di test è stata articolata in due distinte direzioni: la prima ha visto un'ottimizzazione dell'impianto, in modo da selezionare la miglior configurazione, in base al modello di turbina a gas; questa procedura ripetuta per tutte le GT di interesse potrà portare alla definizione di famiglie di turbine a vapore funzionali e ottimizzate su una singola macchina a gas. Questo quindi rappresenta il primo passo per conseguire una certa standardizzazione del prodotto per cicli combinati, e quindi una risposta più immediata alle richieste di mercato.

In secondo luogo, una volta definite le famiglie standard per un dato CCPP, l'interesse è passato all'ottimizzazione della macchina stessa. In questo modo è possibile andare a variare i parametri interni della macchina per renderla altamente performante per l'impianto selezionato, senza escludere la possibilità di modifiche (non di configurazione) contenute all'impianto per cercare la miglior soluzione possibile.

Per comprovare l'efficacia del software sono state eseguite campagne di analisi di sensibilità al variare della pressione di scarico (variazioni termodinamiche), al diametro dei tamburi (variazioni geometriche) ed infine al tipo di palettatura del tamburo di bassa pressione (variazioni configurazione interna), in quanto la geometria delle pale di bassa pressione risulta standardizzata e non calcolata da *STS2*.

In ogni situazione è stato possibile identificare soluzioni ottimali secondo l'*upper cycle* considerato e il range di utilizzo ottimale per le variazioni selezionate.

L'elevato numero di run compiute per il completamento delle analisi è direttamente correlato ad un elevato risparmio di tempo per il calcolo

computazionale, dovuto all'utilizzo di una procedura automatica per lo scambio di dati.

In termini di dispendio temporale la fase necessaria per la definizione, modellazione e messa a punto dell'impianto, rimane tutt'ora di difficile stima, in quanto funzione diretta della complessità dell'impianto e non facilitata per la mancanza di un'interfaccia *user friendly* che ancora ne rende difficile l'utilizzo capillare a livello aziendale.

In ogni caso questo dispendio di risorse è ampiamente ricompensato dalla possibilità di impostare DoE automatici, capaci di investigare ampie zone di spazio, che altrimenti non sarebbero indagate, diminuendo così il rischio di tralasciare soluzioni difficilmente considerabili nel processo manuale; inoltre il modello così creato potrebbe essere archiviato in modo da consentirne l'utilizzo per futuri progetti.

Bibliografia

- [1] Rapporto Energia e Ambiente (ENEA): “Analisi e scenari 2009, Il sistema energetico internazionale”, Novembre 2010.
- [2] International Energy Agency (iea): “World Energy Outlook 2012”.
- [3] Rapporti AEEG 2010.
- [4] Ricagno R., “Sostenibilità e condizionamento energetico della mobilità e dei trasporti nel XXI secolo: tipologie e prospettive d’impiego dei sistemi ad uso condiviso”, Politecnico di Torino, 2007.
- [5] Panorama energetico mondiale, www.eni.com, Marzo 2012.
- [6] Thermolectric Power, www.enel.com, Marzo 2012.
- [7] Chase, D. L., *Combined-Cycle Development Evolution and Future*, GER-4206.
- [8] Impianti combinati, www.mercatoenergia.com, febbraio 2012.
- [9] Archivi *McCoy Power Reports*, Excel file.
- [10] Smith, R. W., Polukort, P., Maslak, C.E., Jones, C.M. and Gardiner, B.D., *Advanced Technology Combined Cycles*, GER-3936.
- [11] Colegrove, D., Mason, P., Retzla, K. and Cornell, D., *Structured Steam Turbines for the Combined-Cycle Market*, GER-4201.

- [12] Franco, A. and Russo, A., *Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters*, International Journal of Thermal Sciences 41(2002)843-859.
- [13] Rovira, A., Sanchez, C., Munoz, M., Valdes, M. and Duran, M. D., Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation, Energy Conversion and Management 52 (2011)1840-1849.
- [14] Carcasci, C., Facchini, B., and Manfrida, G., Turbine a vapore, corso di Sistemi Energetici, Università degli Studi di Firenze, Facoltà di Ingegneria, 2004.
- [15] Carcasci, C., Facchini, B., and Manfrida, G., Cicli combinati, corso di Sistemi Energetici, Università degli Studi di Firenze, Facoltà di Ingegneria, 2004.
- [16] Rohsenow, W. M., Hrtnett, J. P. and Cho, Y. I., 1998, *Handbook of heat transfer*, McGraw-Hill.
- [17] Franco, A. and Giannini, N., *A general method for the optimum design of heat recovery steam generators*, Energy 31 (2006)3342-3361.
- [18] A. Stodola,, *Die Dampfturbinen und ihre Aussichten als Wärmekraftmaschinene*, Springer-Verlag, Berlin,1903.
- [19] A. Stodola, Dampf und Gas Turbinen, Springer-Verlag, Berlin, 1922.
- [20] Sazzini F., On the Update of a Steam Turbine Industrial Desgin Procedure, Tesi di dottorato, Firenze 2014.
- [21] GE – Nuovo Pignone, Steam Turbine, 1996.
- [22] GE – Nuovo Pignone Steam Turbine Fundamentals, 2010.

- [23] Carcaschi C., Facchini B., Numerical method for power plant simulations, 1996
Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME v. 118
n.1 Mar.
- [24] Carcaschi C., Facchini B., Simulazione modulare di impianti di potenza e
sistemi energetici, La Termotecnica – Giugno 1996.
- [25] Naemi S., Saffar-Avval M., Kalhori S. B., Mansoori Z., Optimum design of
dual pressure heat recovery steam generator using non-dimensional parameters
based on thermodynamic and thermoeconomic approaches, Applied Thermal
Engineering, 2013
- [26] Kosman G., Lukowicz H., Nawrat K., Kosman W., Assesment of the effects of
the operating of power units on sliding-pressure, Eksploatacja I Niezawodnosc
nr 3/2007
- [27] Attala L., Facchini B., Ferrara G., Thermoeconomic optimization method as
design tool in gas-steam combined plant realization, Energy Conversion and
Managment, 2001
- [28] Roosen P., Uhlenbruck S., Lucas K., Pareto optimization of a combined cycle
power system as a decision support tool for trading off investment vs.
operating costs, International Journal of Thermal Sciences 2003.
- [29] Carapellucci R., Giordano L., A comparison between exergetic and economic
criteria for optimizing the recovery steam generators of gas-steam power
plants, Energy 2013.
- [30] Attala L., Criteri di indagine termoeconomici dei sistemi energetici: possibili
sviluppi e applicazioni, Tesi di Laurea, Università di Firenze, 1998.

- [31] Frangopoulos C., Thermo-economic functional analysis and optimization, Energy, 1994