

Località Piacenza	Doc. n. R 2.1/4	
Progetto ECATE	Rev 0.	

Progetto E.C.A.T.E.

Efficienza e Compatibilità Ambientale delle Tecnologie Energetiche



> CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO, CARATTERISTICHE TERMODINAMICHE

NOTA : IL PRESENTE DOCUMENTO E' EMESSO IN REVISIONE 0, IN PRIMA EMISSIONE. ESSO PUO' ESSERE SOGGETTO A FUTURE REVISIONI

0	Prima emissione	S. Consonni P. Silva			Aprile 08
REV	DESCRIZIONE	ELABOR	VERIFICATO	APPROVATO	DATA

LEAP / Relazione del mese 21

Questo lavoro si inserisce all'interno del sottoprogetto 2 dal titolo: Energie rinnovabili o assimilate. In particolare si riferisce all'obiettivo realizzativo 2.1: Bilanci energetici e ambientali del recupero di energia da rifiuti.

Il documento qui riportato descrive le configurazioni di impianto e le caratteristiche termodinamiche relative all'integrazione tra un ciclo combinato, con una turbina a gas, e un termovalorizzatore di rifiuti solidi urbani.

Il rapporto redatto contiene i risultati ottenuti nella seconda fase del progetto di ricerca sul tema "Cicli ibridi turbina a gas - inceneritori di rifiuti per generazione di energia elettrica".

In particolari questo documento contiene le valutazioni delle configurazioni di impianto e dei parametri termodinamici, mentre le valutazioni economiche ed ambientali sono contenute nella relazione precedente (R 2.1/3) dal titolo: Benefici prospettive ed incognite tecnologiche dei sistemi integrati termovalorizzatori - cicli a combustibile fossile.

A cura di:

S. Consonni, P. Silva, S. Alquati, A. Mugnaini, F. Begnis

INDICE

1. INTRODUZIONE.....	3
2. CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO	3
3. CARATTERISTICHE COMUNI A TUTTE LE CONFIGURAZIONI	4
3.1 Sezione a bassa temperatura dell'HRSG	4
3.2 Ripartizione produzione di vapore	4
4. CONFIGURAZIONI CONSIDERATE	5
4.1 Preriscaldamento dell'aria per combustione rifiuti con vapore a bassa pressione.....	5
4.2 Preriscaldamento dell'aria per combustione rifiuti con acqua pressurizzata	14
4.3 Combustione rifiuti con gas uscenti da HRSG	14
5. IPOTESI ADOTTATE PER IL CALCOLO DELLE PRESTAZIONI	15
6. METODOLOGIA.....	18
6.1 Il programma GS.....	18
6.2 I componenti del sistema.....	18
6.3 Combustibile equivalente.....	19
6.4 Convergenza.....	19
7. RISULTATI.....	20
7.1 Potenza e rendimenti	20
7.2 Profili di temperatura nelle caldaie	25
8. CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE	30
BIBLIOGRAFIA.....	31

1. INTRODUZIONE

Questo rapporto descrive le analisi e i principali risultati sviluppati nella seconda fase del progetto di ricerca sul tema "Cicli ibridi turbina a gas - inceneritori di rifiuti per generazione di energia elettrica".

Il documento precedentemente redatto, dal titolo: Benefici prospettive ed incognite tecnologiche dei sistemi integrati termovalorizzatori – cicli a combustibile fossile, era incentrato sulla valutazione delle problematiche tecniche, economiche ed ambientali relative all'integrazione dei due sistemi (inceneritore di rifiuti - ciclo combinato), mentre questa relazione descrive i risultati ottenuti a partire dall'analisi di differenti varianti, dei parametri termodinamici, di un sistema basato su turbina a gas di media taglia, classe 70 MW, e su un termovalorizzatore (TU) da 180 MW termici.

L'obiettivo di questa indagine è chiarire i vantaggi, in termini di prestazioni, di alcune alternative impiantistiche, relative al preriscaldamento dell'aria di combustione del TU e al percorso dei prodotti di combustione scaricati dalla turbina a gas.

2. CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO

Per il sistema basato sulla turbina a gas di media taglia (General Electric 6FA), già considerato nella relazione precedente, sono ipotizzabili alcune varianti impiantistiche significative concernenti:

- le modalità di preriscaldamento dell'aria di combustione del termoutilizzatore;
- la possibile integrazione tra TU e ciclo combinato attraverso la condivisione dei prodotti di combustione scaricati dalla turbina a gas.

A ciò si aggiungono poi varianti delle condizioni operative, principalmente determinate dalla pressione di evaporazione nella caldaie del TU e dell'HRSG.

Obiettivo di questa sezione del lavoro è la verifica delle prestazioni ottenibili con queste varianti. Risulta importante osservare che l'indagine effettuata su queste varianti ha portato a configurazioni e parametri di funzionamento ovviamente diversi da quelli considerati in prima istanza nella relazione precedentemente redatta (R 2.1/3), che devono considerarsi come una ipotesi di primo tentativo superata da quanto riportato in questo rapporto. In particolare, è emerso più interessante adottare, per massimizzare potenza e rendimento, una pressione di evaporazione di 65 bar anziché i 75 bar considerati nella relazione precedente.

Per semplificare l'indagine e limitare il numero di casi da calcolare, la pressione di evaporazione, ottimizzata per una singola configurazione di riferimento (individuata nel paragrafo 4.1: Preriscaldamento dell'aria per combustione rifiuti con vapore a bassa pressione) è mantenuta invariata per tutte le altre configurazioni.

Per tutti i casi calcolati abbiamo quindi assunto la produzione di vapore a 65 bar, surriscaldato nell'HRSG (Heat Recovery Steam Generator) fino a 550°C. Un'analisi di sensitività ha evidenziato che, variando la pressione di evaporazione nell'intorno di 65 bar, potenza e rendimento dell'impianto integrato variano solo marginalmente. Considerati gli obiettivi e le approssimazioni

intrinseche all'analisi qui presentata, l'adozione delle citate condizioni di produzione del vapore per tutti i casi analizzati appare più che accettabile. L'opportunità di eventuali scostamenti dovrà essere valutata in sede di progettazione esecutiva, sulla base di stime dettagliate dei costi di investimento e di gestione.

In tutti i casi analizzati si è ipotizzato che la caldaia del TU produca vapore saturo, che viene poi surriscaldato nell'HRSG. Il degasatore, a 1.4 bar, 109°C, è alimentato con vapore spillato dalla turbina a vapore e, per quanto possibile, con vapore generato da un banco dedicato nella sezione di bassa temperatura dell'HRSG.

Si vuole far notare che in tutti i casi la potenzialità del TU è pari a 180 MW termici, ripartiti su 3 linee di pari potenzialità. Nel seguito pertanto, salvo quando diversamente specificato, si userà il termine TU per indicare l'insieme delle 3 linee di incenerimento, di potenza complessiva pari a 180 MW termici.

3. CARATTERISTICHE COMUNI A TUTTE LE CONFIGURAZIONI

3.1 Sezione a bassa temperatura dell'HRSG

Pur prevedendo il raffreddamento dei gas nell'HRSG fino a 70°C, il calore da essi recuperabile (poco meno di 10 MW) è insufficiente per preriscaldare tutta la portata di condensato. Di conseguenza, alla mandata delle pompe estrazione condensato la portata d'acqua viene ripartita lungo due percorsi paralleli: il primo attraversa la caldaia e il secondo attraversa uno o più rigeneratori alimentati con vapore di bassa pressione spillato dalla turbina. In entrambi i percorsi il liquido viene riscaldato fino a 99°C e quindi inviato al degasatore.

Per il percorso rigenerativo alimentato con vapore a bassa pressione si è considerato per semplicità un solo "spillamento equivalente" a 0.6 bar, la stessa pressione già considerata per il preriscaldamento dell'aria di combustione del TU. In pratica gli spillamenti necessari sono più di uno, ma il loro dettaglio è ininfluente ai fini del calcolo delle prestazioni in condizioni di progetto.

Il dettaglio dei rigeneratori sarebbe invece importante per il calcolo delle prestazioni fuori progetto, per le quali è necessario conoscere le effettive superfici di ciascuno scambiatore.

3.2 Ripartizione produzione di vapore

Nei diagrammi del paragrafo 7 viene illustrato l'andamento delle temperature nell'HRSG:

- per la taglia del TU e della turbina a gas in oggetto;
- per configurazioni dove il vapore viene surriscaldato solo nell'HRSG;
- per condizioni di produzione del vapore 65 bar, 550°C;

Da questi diagrammi si evidenzia che:

- la generazione di vapore avviene in pratica solo nella caldaia del TU;
- l'HRSG provvede essenzialmente solo a riscaldare il liquido e a surriscaldare il vapore, ovvero la generazione di vapore nell'HRSG è quasi nulla.

Questa situazione è termodinamicamente molto favorevole, in quanto minimizza le irreversibilità di scambio termico nell'HRSG. D'altro canto, l'adozione di piccole differenze di temperatura medie logaritmiche induce un aumento delle superficie di scambio e dei costi di investimento.

4. CONFIGURAZIONI CONSIDERATE

La tabella 4.1 riassume le configurazioni considerate. Nel seguito identificheremo per brevità ciascun caso con il numero e la lettera indicati nella prima colonna a sinistra.

In tutti i casi non è stato considerato l'eventuale post-riscaldamento dei fumi del TU necessario per un denitrificatore catalitico SCR "tail end", assumendo quindi implicitamente che, se presente, il denitrificatore sia del tipo "high dust", collocato all'interno dell'economizzatore, oppure sia tale da poter operare alla temperatura di scarico dei fumi.

Tabella 4.1: Riepilogo delle configurazioni considerate per i sistemi basati su turbina a gas di media taglia. P_{sp} = pressione di spillamento; $P_{sp,eq}$ = pressione dello spillamento equivalente che fornisce la stessa potenza termica all'acqua da preriscaldare e la stessa riduzione di potenza generata dalla turbina a vapore. In tutti i casi si assume che il TU generi vapore saturo a 65 bar, che viene poi surriscaldato fino a 550°C nel surriscaldatore dell'HRSG. Il caso 1b è stato adottato quale caso base per il calcolo off-design. Il caso 1b differisce dal caso 1b unicamente per la temperatura a camino dell'HRSG più alta (90°C anziché 70°).*

Caso	Preriscaldamento aria	Rigeneratori di bassa pressione	Rigeneratori di alta pressione
1a	con vapore spillato a 2,4 bar e 0,6 bar	due o più $P_{sp,eq} = 0,6$ bar	Nessuno
1b		uno solo $P_{sp} = 1,1$ bar	Nessuno
1b*		uno solo $P_{sp} = 1,1$ bar	Nessuno
1c		due o più $P_{sp,eq} = 0,6$ bar	due o più $P_{sp,eq} = 16,6$ bar
2a	con acqua prelevata da economizzatore del TU	due o più $P_{sp,eq} = 0,6$ bar	Nessuno
2b	con acqua generata in banco dedicato in economizzatore TU		
3	gas uscenti da HRSG utilizzati quali comburente per combustione rifiuti nel TU	due o più $P_{sp,eq} = 0,6$ bar	Nessuno

4.1 Preriscaldamento dell'aria per combustione rifiuti con vapore a bassa pressione

In questa configurazione, l'aria primaria e secondaria per il TU sono preriscaldate spillando vapore dalla turbina a vapore a 2.4 bar (temperatura di saturazione circa 126°C) e a 0.6 bar (temperatura di saturazione circa 86°C). Lo spillamento a 2.4 bar è lo stesso che alimenta il degasatore (a 1.4 bar) e il teleriscaldamento.

Il primo scambiatore alimentato con vapore a 0.6 bar riscalda l'aria fino a 70°C, mentre il condensato (a 40°C) viene inviato al condensatore. Il secondo scambiatore riscalda ulteriormente l'aria fino a 115°C mentre il condensato (a 110°C) viene inviato al degasatore.

Alla luce di quanto già anticipato sull'importanza dell'ottimizzazione delle linee di rigenerazione di bassa ed alta pressione, per questo schema abbiamo considerato tre varianti.

- Caso 1a (Fig. 4.1a), senza rigenerazione di alta pressione e rigenerazione di bassa pressione alimentata da uno spillamento equivalente a 0,6 bar, in pratica corrispondente a due o più spillamenti a pressione decrescente da 1,1-1,2 bar fino a 0,25-0,35 bar.
- Caso 1b (Fig. 4.1b), senza rigenerazione di alta pressione e rigenerazione di bassa pressione alimentata da un solo spillamento a 1,1 bar. Questo caso con linea di rigenerazione semplificata è stato poi adottato quale "caso base" del calcolo off-design.
- Caso 1b* (Fig. 4.1b*), del tutto analogo al caso 1b tranne per la temperatura a camino dell'HRSG più alta (90°C anziché 70°C), ottenuta impiegando superfici di scambio termico inferiori.
- Caso 1c (Fig. 4.1c), con rigenerazione di alta pressione alimentata con uno spillamento equivalente a 16,6 bar (corrispondente a due o più rigeneratori in serie) e rigenerazione di bassa pressione alimentata da uno spillamento equivalente a 0,6 bar (come per il caso 1a)

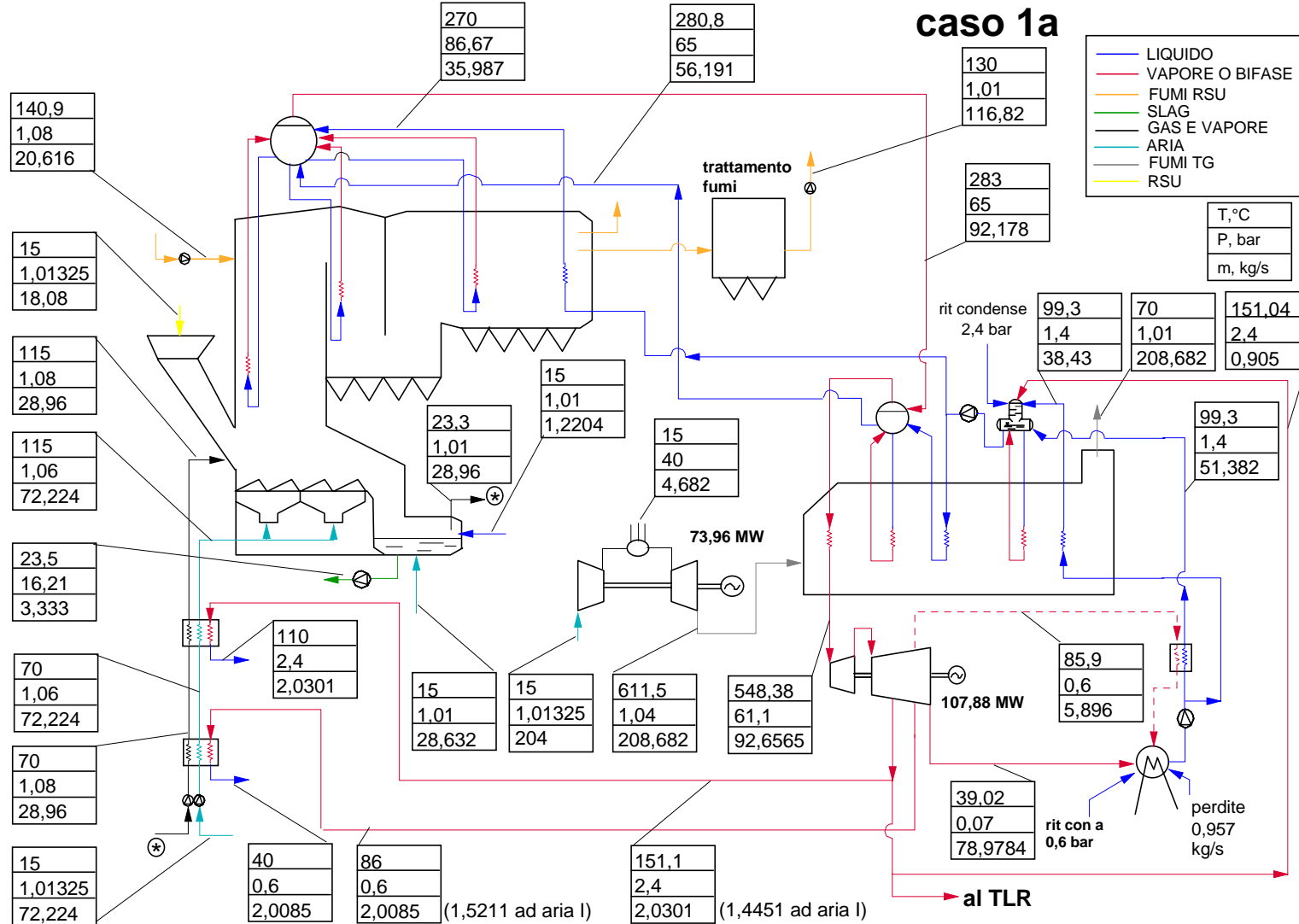


Figura 4.1a: Schema di impianto del caso 1a, con anticipazione delle condizioni termodinamiche dei principali flussi del sistema.

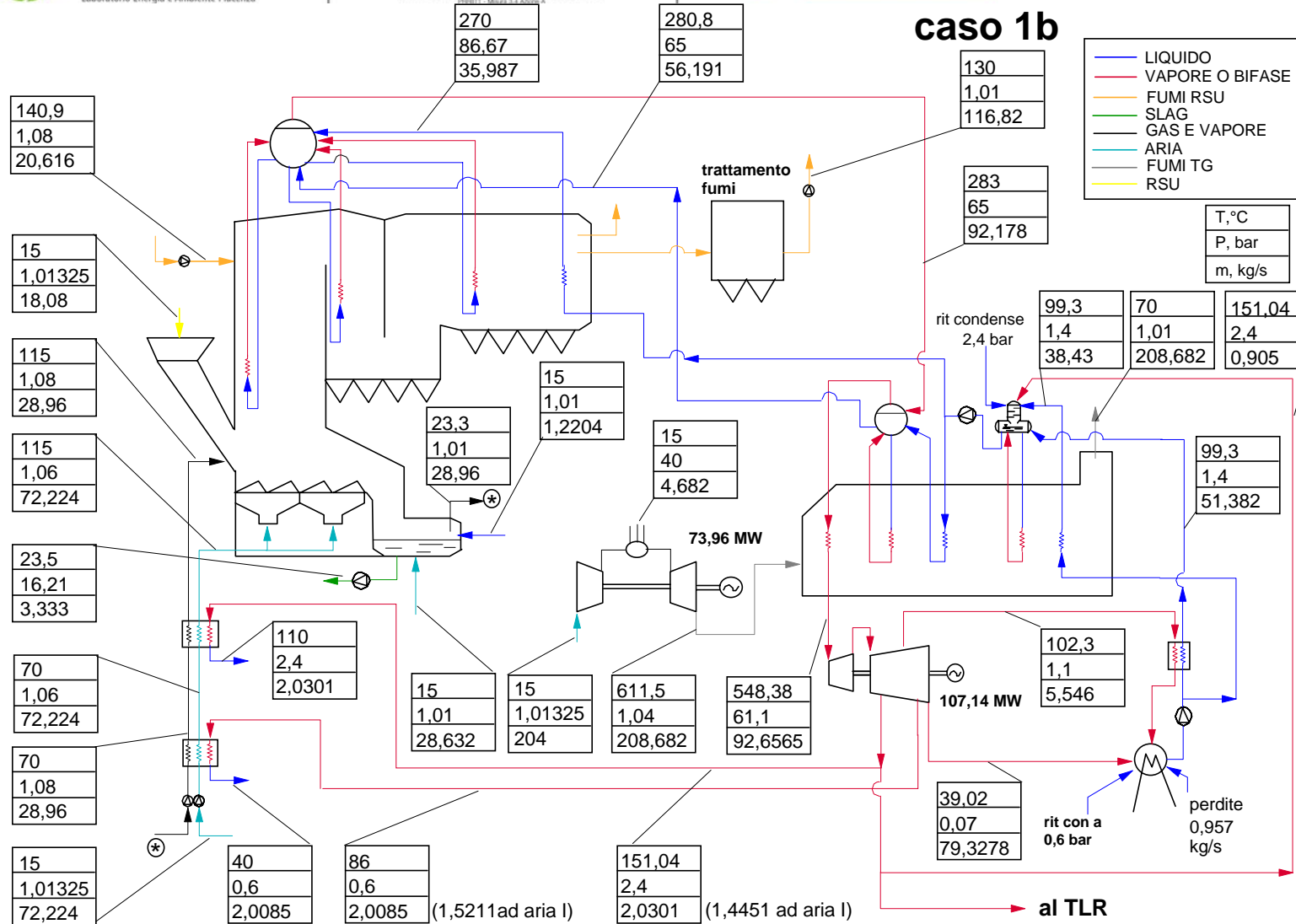


Figura 4.1b: Schema di impianto del caso 1b, con anticipazione delle condizioni termodinamiche dei principali flussi del sistema.

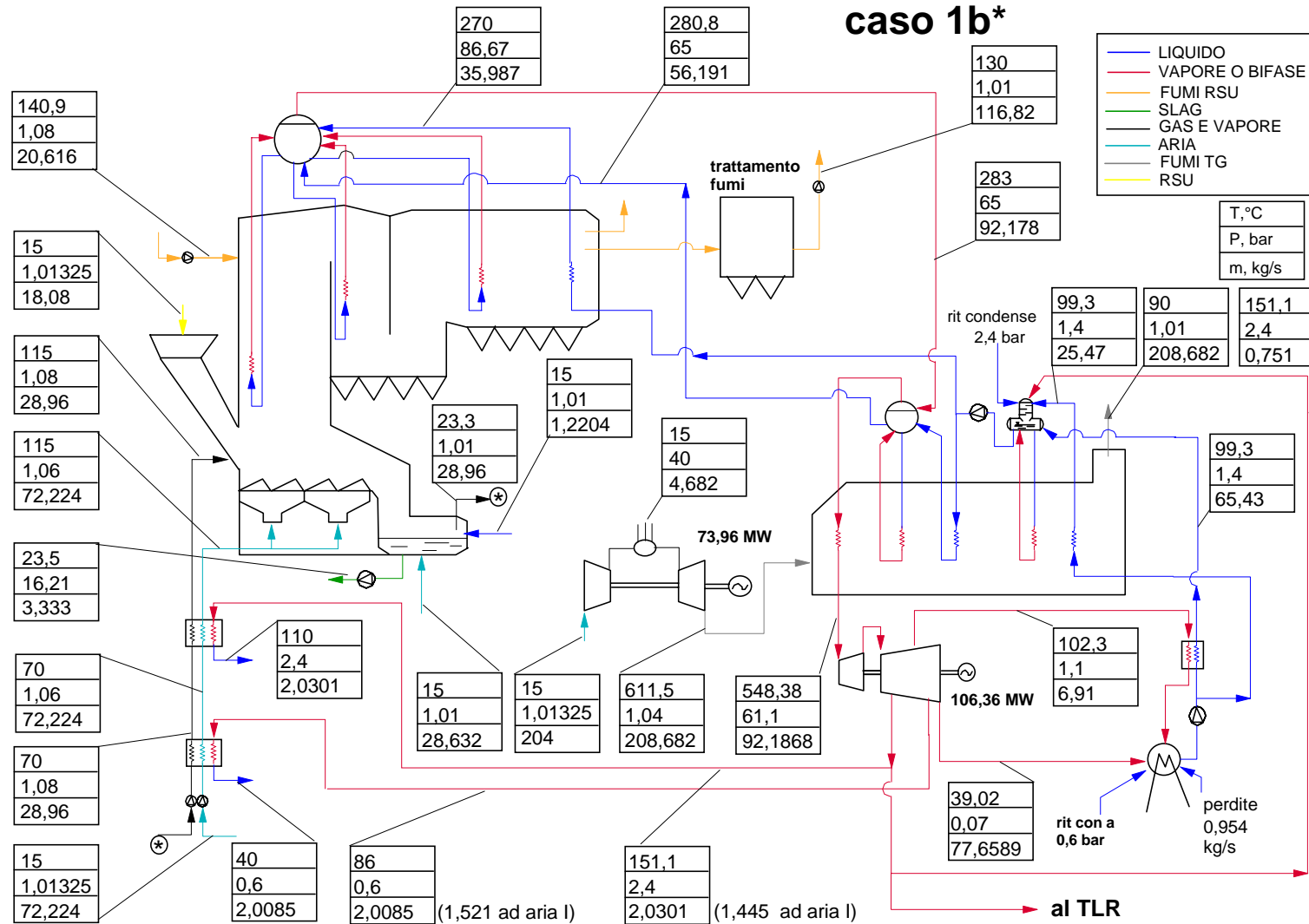


Figura 4.1b*: Schema di impianto del caso 1b*, con anticipazione delle condizioni termodinamiche dei principali flussi del sistema.

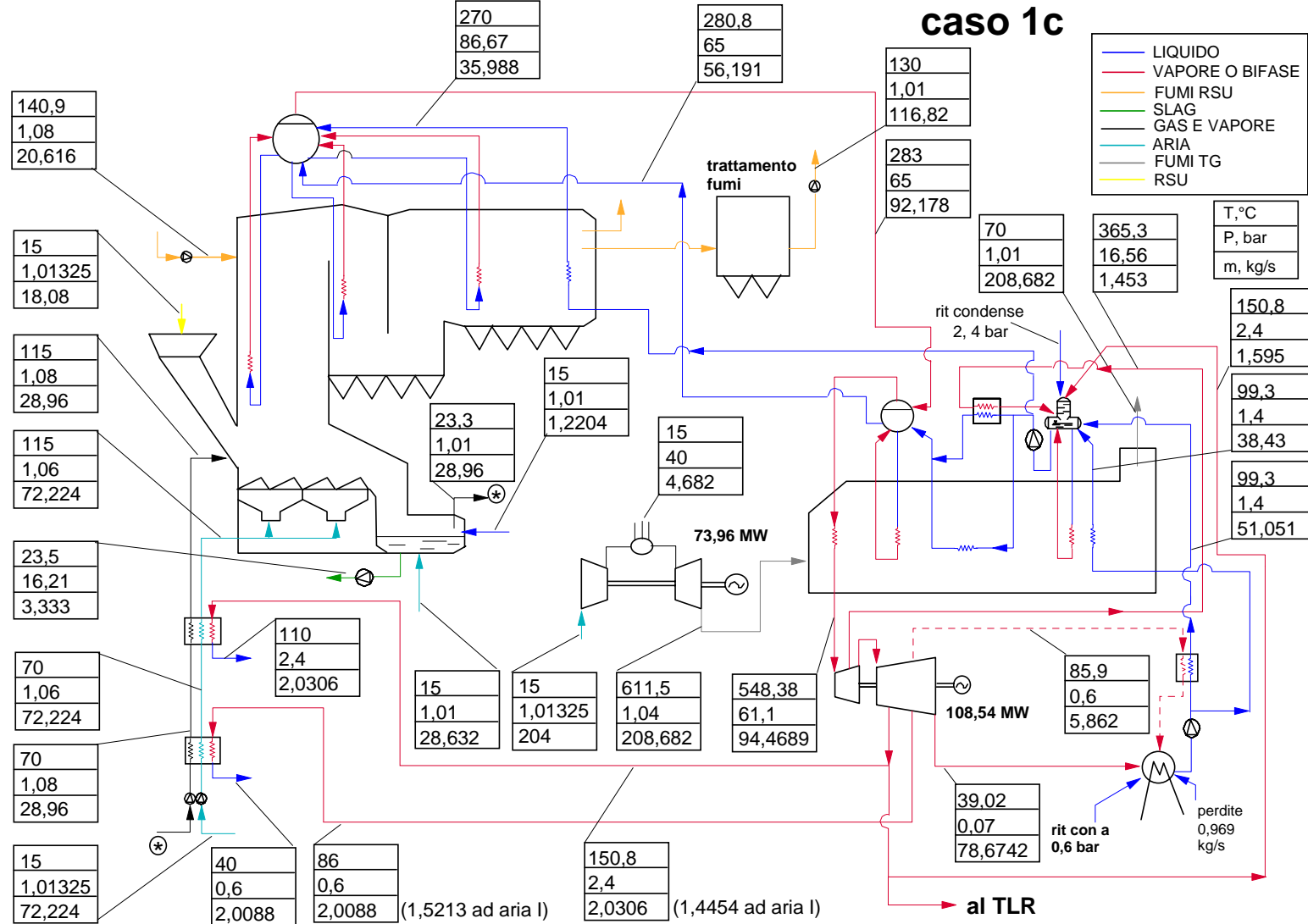


Figura 4.1c: Schema di impianto del caso 1c, con anticipazione delle condizioni termodinamiche dei principali flussi del sistema.

caso 2a

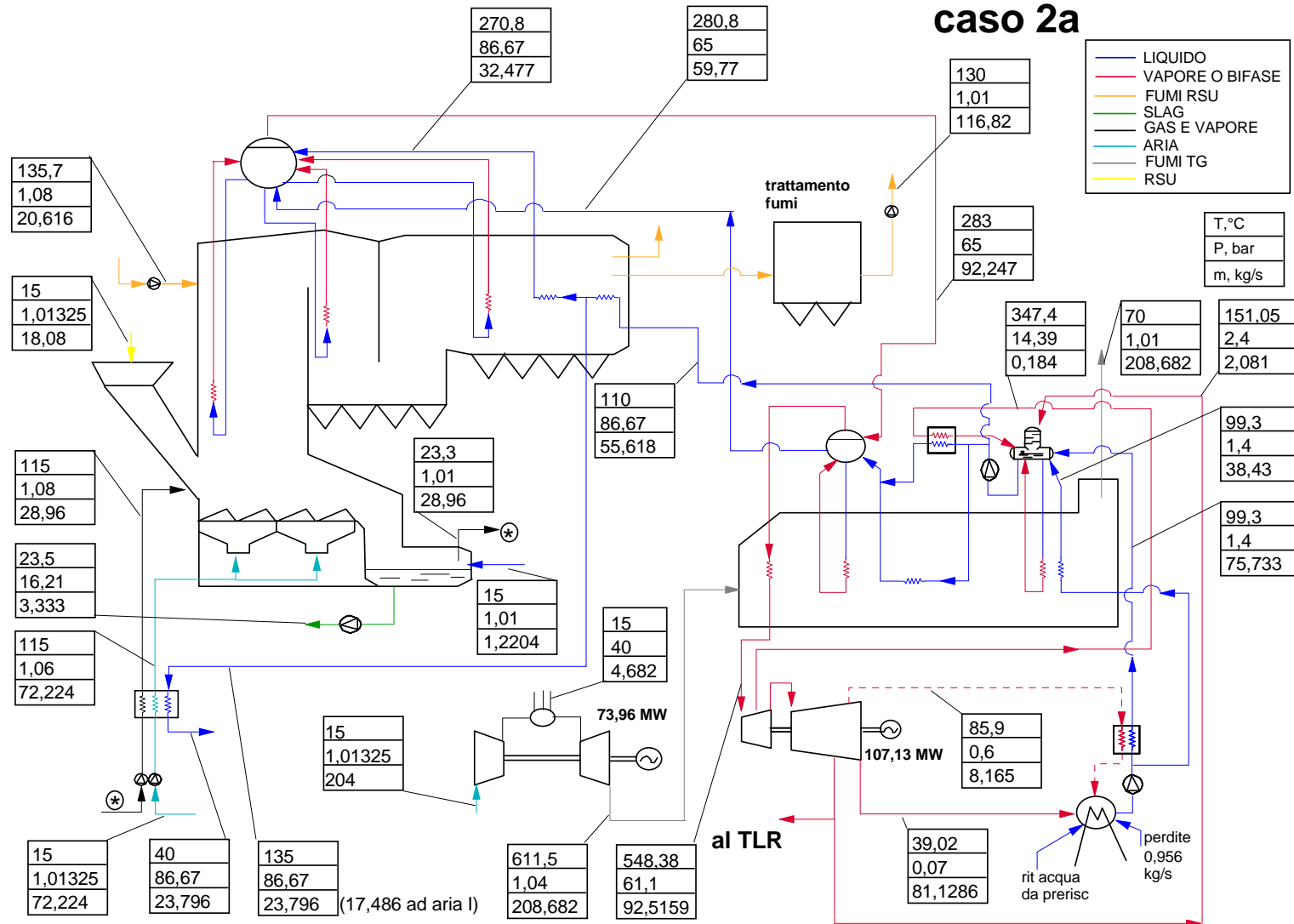


Figura 4.2a: Schema di impianto del caso 2a, con anticipazione delle condizioni termodinamiche dei principali flussi del sistema.

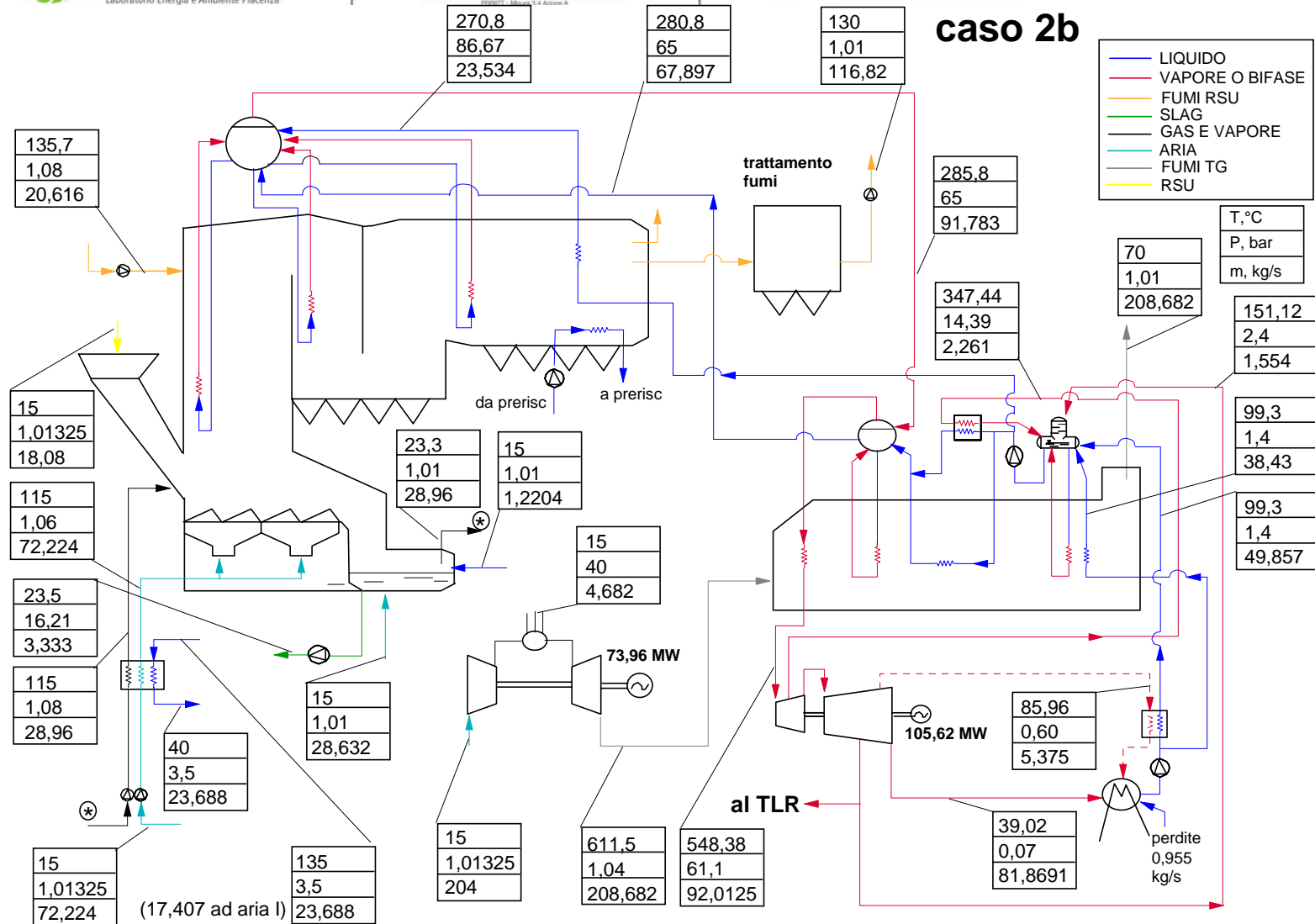


Figura 4.2b: Schema di impianto del caso 2b, con anticipazione delle condizioni termodinamiche dei principali flussi del sistema.

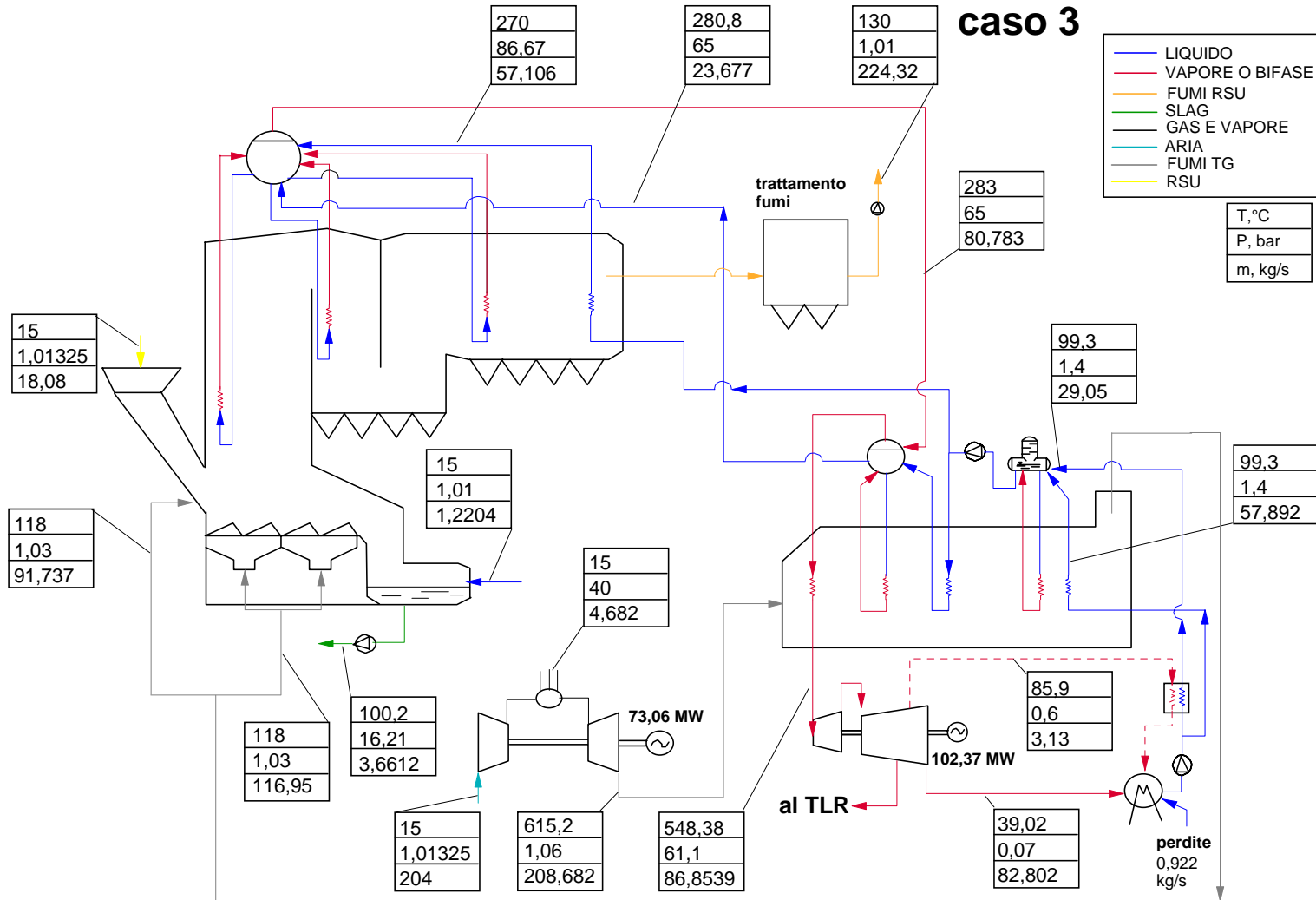


Figura 4.3: Schema di impianto del caso 3, con anticipazione delle condizioni termodinamiche dei principali flussi del sistema.

4.2 Preriscaldamento dell' aria per combustione rifiuti con acqua pressurizzata

In questo caso il preriscaldamento dell'aria di combustione viene realizzato con acqua pressurizzata. L'idea alla base di questa variante è che il riscaldamento con acqua riduce le irreversibilità associate al preriscaldamento dell'aria, da cui l'aspettativa che, al pari di quanto succede per il sistema basato sulla turbina a gas di grande taglia, sia conseguentemente possibile aumentare potenza e rendimento netti. Anticipando quanto illustrato più avanti, per il sistema con turbina a gas di media taglia i risultati sono in effetti diversi, poiché la riduzione delle irreversibilità per il preriscaldamento dell'aria è accompagnata da un aumento delle irreversibilità per il preriscaldamento dell'acqua.

Le Fig. 4.2a e 4.2b illustrano le due varianti impiantistiche considerate per tradurre in pratica questo concetto.

- Caso 2a (Fig. 4.2a) l'acqua necessaria per il preriscaldamento dell'aria viene prelevata da un punto opportuno dell'economizzatore del TU;
- Caso 2b (Fig. 4.2b) l'acqua necessaria per il preriscaldamento dell'aria viene generata in un banco dedicato collocato in parallelo all'economizzatore del TU

In entrambi i casi si è ipotizzato che l'acqua per il preriscaldamento dell'aria sia resa disponibile, adeguatamente pressurizzata, a 135°C (così da avere un ΔT sul lato caldo del preriscaldatore di 20°C) e sia raffreddata fino a 40°C, valore prossimo alla temperatura di condensazione.

4.3 Combustione rifiuti con gas uscenti da HRSG

I gas scaricati dalla turbina a gas contengono ossigeno a sufficienza per considerarne l'utilizzo in sostituzione dell'aria di combustione del TU. In tal caso i gas uscenti dall'HRSG dovrebbero essere adottati al TU anziché al camino, escludendo i ventilatori e i preriscaldatori dell'aria. I motivi di interesse di questa soluzione sono due:

- il calore residuo nei gas scaricati dall'HRSG viene recuperato integralmente nel TU;
- le emissioni aggiuntive della turbina a gas sono zero poiché le emissioni dal camino del TU sono controllate dal sistema di trattamento dei prodotti di combustione dei rifiuti, che deve essere in grado di rispettare gli stessi limiti di concentrazione indipendentemente dalla composizione del comburente.

D'altro canto, questa soluzione comporta una serie di inconvenienti:

- complicazione del lay-out e aumento dei costi, che sono significativi poiché la portata volumetrica dei gas con cui alimentare il TU è molto elevata;
- a parità di tenore di ossigeno allo scarico del combustore rifiuti, aumento molto considerevole della portata di comburente e quindi di gas attraverso il TU, da cui un aumento delle dimensioni e dei costi del combustore rifiuti e del sistema trattamento fumi;
- in conseguenza dell'aumento di portata di comburente del TU, aumento della potenza persa per vincere le relative perdite di carico, che dovrà essere ripartita tra potenza persa nella turbina a gas (aumento contropressione allo scarico) e potenza persa nel ventilatore aspirante a valle della caldaia del TU.

La configurazione considerata per valutare questo caso è riportata in figura 4.3 (in allegato). Nello schema mancano i preriscaldatori d'aria ed i relativi spillamenti dalla turbina a vapore, che per il funzionamento alle condizioni di progetto non sono necessari.

5. IPOTESI ADOTTATE PER IL CALCOLO DELLE PRESTAZIONI

Le tabelle seguenti, da 5.1 ad 5.7, riassumono le principali ipotesi adottate per il calcolo dei bilanci di massa e di energia con il codice GS descritto al par. successivo. Trattasi di valori rappresentativi dello stato dell'arte della tecnologia dei termoutilizzatori a griglia di grande taglia e dei cicli combinati di media taglia. Ricordiamo che in tutti i casi si assume che il TU generi vapore saturo, che viene poi surriscaldato nell'HRSG.

La pressione di evaporazione moderata (65 bar) corrisponde all'incirca al valore che massimizza potenza e rendimento dell'intero impianto integrato, ed è al tempo stesso un valore compatibile con l'esperienza operativa degli impianti di termoutilizzazione. Valori inferiori comportano una riduzione di potenza e rendimento principalmente a causa di un più sfavorevole profilo di temperatura nell'HRSG, dove acquista maggior peso il tratto di evaporazione che necessariamente avviene con ΔT relativamente elevati. Valori superiori impediscono di mantenere la temperatura di surriscaldamento di 550°C, poiché la diminuzione del calore di evaporazione (Δh_{ev}) comporta un aumento della portata di vapore generata nel TU, per la quale non è poi disponibile sufficiente calore nell'HRSG per arrivare fino alla temperatura di surriscaldamento desiderata; di qui una caduta di potenza e rendimento netti.

La temperatura dei fumi allo scarico della caldaia del TU è 130°C, un valore compatibile con il trattamento a secco con calce adottato in grandi impianti di ultima generazione. Temperature maggiori sarebbero necessarie per il trattamento con bicarbonato. Come già citato, non abbiamo qui considerato il post-riscaldamento eventualmente necessario per il funzionamento di un denitrificatore catalitico "tail-end".

La temperatura di surriscaldamento del vapore di 550°C è piuttosto spinta, ma accettabile per una turbina a vapore da oltre 100 MW come quella richiesta per l'impianto integrato. La pressione di condensazione di 0.07 bar (39°C) implica un sistema di cessione del calore alimentato con torri evaporative o da acqua di fiume, o un dimensionamento "generoso" con condensatore ad aria. Al pari di quanto avviene per tutte le altre turbomacchine (compressore ed espansore della turbina a gas, ventilatori, pompe, etc.) i rendimenti di ciascuna sezione della turbina a vapore (e quindi la linea di espansione) non sono parametri di input, ma sono calcolati sulla base di correlazioni che tengono conto dell'effetto scala e delle caratteristiche progettuali più rilevanti (eventuale parzializzazione all'ammissione, massima velocità periferica, massima altezza di pala allo scarico, etc.).

La temperatura dei gas uscenti dall'HRSG è 70 °C. La fattibilità di questo valore molto basso è da verificare approfondendo le implicazioni per:

- corrosione delle ultime sezioni dell'economizzatore causata da condense acide;
- tiraggio del camino;
- penetrazione in atmosfera del pennacchio e ricaduta al suolo degli inquinanti.

Peraltro, la grande portata di liquido da preriscaldare consentirebbe di adottare temperature al camino ancora inferiori (55-60°C), con effetti ovviamente benefici su potenza e rendimento.

Questa situazione è diversa da quella normalmente riscontrata in un ciclo combinato, dove la capacità termica del flusso di liquido da preriscaldare è inferiore a quella del flusso di gas, e quindi la temperatura al camino non può scendere sotto il valore per il quale tutta la portata di liquido viene portata alla massima temperatura accettabile (temperatura del degasatore meno sotto raffreddamento).

Tabella 5.1: Riepilogo delle principali ipotesi adottate per il calcolo del termoutilizzatore e comuni a tutte le configurazioni di impianto. Per il caso con utilizzo dei fumi in uscita dall'HRSG si è imposta una temperatura dei gas in ingresso alla griglia pari a 118°C. La portata d'acqua per lo spegnimento delle ceneri è il 50% di quella delle ceneri stesse. La portata di fumi riciccolati è il 15% della portata totale di fumi all'uscita del termoutilizzatore.

portata di RSU :	18,08	kg/s
portata d'aria :	100,86	kg/s
perdite termiche :	1	%
temperatura aria in ingresso all'inceneritore:	115	°C
temperatura fumi uscita inceneritore :	130	°C
pressione di evaporazione :	65	bar
ossigeno nei fumi all'uscita dall'inceneritore:	5	%
ausiliari generici :	0,15	MW

Tabella 5.2: Riepilogo delle ipotesi adottate per il calcolo del consumo dei ventilatori. Ad essi si aggiungono poi i consumi per la movimentazione delle scorie e dei RSU.

	prevalenza [kPa]	η_p %
ventilatore aria primaria	6,0	78,8
ventilatore aria secondaria	7,0	69,9
ventilatore fumi allo stack	4,0	83,8
ventilatore fumi di ricircolo	7,0	67,6

Tabella 5.3: Riepilogo delle ipotesi adottate per il turbogas.

portata d'aria in ingresso al compressore:	204	kg/s
portata di gas naturale :	4,682	kg/s
TIT	1315,6	°C

Tabella 5.4: Riepilogo delle ipotesi adottate per il compressore e la turbina del turbogas. Il rendimento politropico riportato per la turbina si riferisce al primo stadio rotorico.

	β	$\eta_p\%$	$\eta_{o,org}\%$
compressore :	15,7	89,2	99,7
turbina:		88,4	99,7

Tabella 5.5: Confronto tra le prestazioni dichiarate da General Electric e quelle calcolate con GS per il modello GE 6 FA .

	General Electric 6FA	
fuel	natural gas	
ambient conditions	ISO (15°C, 1 atm)	
air flow, kg/s	204,00	204,00
compressor outlet T, °C	n.a.	409
fuel flow, kg/s	n.a.	4,43
fuel LHV, MJ/kg	n.a.	48,91
fuel mol weight, kg/Mol	n.a.	16,29
exhaust flow, kg/s	n.a.	208,43
pressure ratio	15,7	15,7
TIT, °C	n.a.	1.316
TOT, °C	604	604
power output, MW	75,9	75,7
LHV efficiency, %	34,8	34,9
DP at compressor inlet, kPa	n.a.	0,0
DP at turbine outlet, kPa	n.a.	0,0
	GE data	our estimates

Tabella 5.6: Riepilogo dei parametri operativi ipotizzati per la caldaia a recupero

temperatura fumi in uscita (90°C in 1b*):	70	°C
temperatura SH :	550	°C
rendimento termico caldaia:	99,3	%
pressione di evaporazione HP:	65	bar
pressione del degasatore :	1,4	bar
pressione spillamento per degasatore	2,4	bar
$\Delta T_{pp,HP}$ (10°C nel caso 1b*):	5	°C
$\Delta T_{pp,deg}$ (10°C nel caso 1b*):	5	°C
$\Delta T_{sc,HP}$:	25	°C
$\Delta T_{sc,deg}$:	10	°C

Tabella 5.7: Riepilogo delle ipotesi adottate per la turbina a vapore.

pressione di ingresso in turbina:	61,1	bar
pressione di scarico della turbina :	0,07	bar
η_{org} turbina a vapore	99,5	%
η_{el} turbina a vapore	98,6	%

6. METODOLOGIA

6.1 Il programma GS

Il calcolo del ciclo termodinamico e delle prestazioni è stato effettuato con un codice di calcolo sviluppato presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Milano. Il codice, originariamente concepito per il calcolo di cicli gas-vapore per produzione di potenza, è stato negli anni progressivamente esteso e potenziato per poter trattare sistemi complessi inclusivi di reattori chimici, unità trattamento gas, torri di saturazione, celle a combustibile, sezioni a vapore a più livelli di evaporazione con estrazione di acqua o vapore in più punti del ciclo. In tal modo il codice è diventato sufficientemente potente e flessibile per poter trattare in pratica qualsiasi impianto per la generazione di potenza, sia da combustibili fossili sia da combustibili non convenzionali come biomasse e rifiuti.

6.2 I componenti del sistema

Il sistema da calcolare viene definito modularmente specificando tipo, caratteristiche e interconnessioni dei componenti. Le 16 tipologie dei componenti che possono essere impiegati per "costruire" il sistema sono:

- 1) pompa
- 2) compressore
- 3) combustore
- 4) espansore di turbina a gas (modello zero-dimensionale)
- 5) scambiatore di calore
- 6) miscelatore
- 7) separatore di flusso
- 8) ciclo a vapore a recupero (per cicli combinati)
- 9) impianto per la separazione aria
- 10) albero meccanico che collega più macchine rotanti
- 11) saturatore
- 12) convertitore chimico
- 13) cella a combustibile ad ossidi solidi
- 14) compressore inter-refrigerato
- 15) espansore di turbina a gas (modello mono-dimensionale)
- 16) ciclo a vapore (per cicli di centrali convenzionali)

Il numero totale dei componenti e dei flussi é limitato solo dalla memoria del computer e dal tempo di calcolo, che risulta tuttavia piuttosto ridotto, con moderni PC, anche per sistemi molto complessi, che, nell'ampia esperienza acquisita, possono essere schematizzati con non più di 50-70 componenti e non più di 200-250 flussi.

I parametri di input, la modellizzazione e i risultati del calcolo dei vari componenti sono adeguati al tipo di componente, al fine di rendere disponibili i dati necessari per valutare le condizioni termodinamiche dei flussi entranti e uscenti.

6.3 Combustibile equivalente

La simulazione della combustione dei rifiuti richiede di specificare opportunamente le caratteristiche del materiale che viene ossidato. Si definisce a tal fine un "combustibile equivalente" costituito da una miscela di idrocarburi e altre specie tale che:

- il potere calorifico,
- il tenore di umidità e inerti,
- la composizione atomica;

sono uguali a quelle del rifiuto che si vuole schematizzare. La composizione del combustibile equivalente é stata generata utilizzando il programma GASPRO, anch'esso sviluppato presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Milano. La tabella 6.1 riporta il combustibile equivalente adottato per simulare il rifiuto alimentato al termoutilizzatore.

6.4 Convergenza

Una volta definito il sistema da calcolare e verificata la coerenza delle caratteristiche dei componenti e delle interconnessioni, il programma calcola sequenzialmente i bilanci di massa, energia e specie atomiche per tutti i componenti dell'impianto fino alla convergenza delle condizioni termodinamiche e delle caratteristiche dei componenti calcolate a ciascuna iterazione. Per evitare di allungare indebitamente il tempo di calcolo alla ricerca della convergenza di grandezze che hanno modesta rilevanza sulle prestazioni complessive del sistema oggetto del calcolo, la convergenza non é verificata sistematicamente su tutte le molteplici grandezze calcolate ad ogni iterazione, bensì su un numero ristretto – solitamente 10-20 – specificate in input dall'utente. Quali grandezze sia opportuno specificare per la verifica della convergenza é lasciato alla competenza e all'esperienza dell'utente del codice: una scelta oculata garantisce generalmente la convergenza entro alcune decine di iterazioni; una scelta infelice (grandezze secondarie che, pur soggette a forti oscillazioni tra una iterazione e l'altra, inducono modestissimi effetti sulle prestazioni complessive quali rendimenti, potenze, portate, etc.) può comportare la necessità di centinaia di iterazioni.

Tabella 6.1: Combustibile equivalente generato con il codice GASPRO per simulare il rifiuto alimentato al termoutilizzatore. La specie CH₄* è una specie fittizia introdotta per simulare il basso potere calorifico dei rifiuti. Il cloro non è considerato poiché il suo contributo al bilancio di energia è trascurabile.

Combustibile equivalente ai rifiuti		
Composizione	Fraz. molare	Fraz. massica
CH ₄ *	20,317	14,7067
CO	1,946	2,475
CO ₂	14,202	28,192
H ₂	4,46	0,4
H ₂ S	0,079	0,1882
NH ₃	1,171	0,941
H ₂ O (liquida)	34,391	27,957
C (solido)	18,666	10,148
Ceneri	-	14,992
PCI	10,01MJ/kg	
PCS	11,62 MJ/kg	

Una volta raggiunta la convergenza è possibile effettuare una completa analisi entropica, valutando la distruzione di exergia e di lavoro reversibile che ha luogo in ciascun componente. I bilanci di exergia sono calcolati includendo il lavoro ottenibile sfruttando le variazioni di frazione molare (espansione/compressione delle varie frazioni di gas contenuti in una miscela); i bilanci di lavoro reversibile prescindono dal lavoro idealmente ottenibile al variare delle frazioni molari dei componenti di una miscela gassosa. Dato che il lavoro ottenibile da variazioni delle sole frazioni molari è in pratica irrecuperabile (servirebbero a tal fine membrane semi-permeabili ideali), il bilancio dei lavori reversibili costituisce il miglior riferimento per la definizione di interventi volti a migliorare le prestazioni dell'impianto.

7. RISULTATI

7.1 Potenza e rendimenti

La Tab. 7.1 riassume le prestazioni conseguibili con ciascuna configurazione, confrontandole con quelle ipotizzate per un termoutilizzatore convenzionale con Pev 85 bar e Tsh 420°C.

Le prestazioni migliori sono raggiunte dalla configurazione 1c, che prevede il preriscaldamento dell'aria di combustione con vapore a due livelli di pressione spillati dalla turbina e rigeneratori di bassa e di alta pressione in parallelo agli economizzatori dell'HRSG. per il preriscaldamento del liquido.

Il preriscaldamento dell'aria di combustione con acqua pressurizzata (configurazioni 2a e 2b) fornisce prestazioni peggiori poiché, pur evitando lo spillamento di vapore per il preriscaldamento dell'aria, comporta un aumento della portata da spillare per il degasatore. Tutte le configurazioni

considerate sono infatti caratterizzate da un deficit di calore a bassa temperatura per il preriscaldamento del liquido, per il quale il calore nei gas del TU e dell'HRSG è insufficiente. La generazione di acqua per il preriscaldamento dell'aria di combustione non può che aggravare questo deficit, vanificando totalmente i vantaggi di un più favorevole profilo di temperatura nei preriscaldatori dell'aria.

Il caso 3, riassunto in tabella 4.1, con l'impiego dei gas scaricati dall'HRSG quale comburente per i rifiuti risulta nettamente inferiore agli altri, principalmente per due motivi:

- aumento della potenza richiesta per vincere le perdite di carico lungo il percorso dei gas del TU;
- riduzione del rendimento di caldaia del TU.

La potenza richiesta per vincere le perdite di carico subite dai gas del TU aumenta principalmente a causa dell'incremento di portata, che rispetto al caso con alimentazione ad aria diventa quasi doppia. A questo si aggiunge l'effetto (peraltro piccolo) dovuto alla diversa temperatura dei flussi ai quali viene conferita la necessaria prevalenza. Nei calcoli effettuati l'aumento della potenza persa è ripartito tra turbina a gas - per la quale è stata considerata una maggiore contropressione allo scarico per garantire ai gas scaricati dall'HRSG una prevalenza sufficiente per alimentare la griglia - e ventilatore estrattore dei fumi, che elabora una portata circa doppia rispetto a quella elaborata con la combustione in aria. I risultati nella tabella sono forse ottimistici, poiché l'aumento della contropressione allo scarico della turbina a gas (200 mm colonna d'acqua) è inferiore alla perdita di carico ipotizzata per la griglia per i casi con alimentazione ad aria (400 mm colonna d'acqua), il che presuppone, per il caso 3, grande cura nel contenimento delle perdite di carico. In alternativa all'aumento della contropressione allo scarico della turbina a gas si potrebbe considerare un ventilatore tra l'HRSG ed il TU. Elaborando gas a temperatura nettamente superiore a quella ambiente (circa 115°C) la potenza assorbita da tale ventilatore sarebbe tuttavia maggiore (anche a pari portata) di quella assorbita nel caso di combustione in aria. Aggiungendo poi che la portata da elaborare è circa doppia si arriva ad una situazione particolarmente sfavorevole.

La riduzione del rendimento della caldaia del TU è un'altra importante conseguenza dell'aumento di portata. A parità di potenza di combustione, la massa di gas scaricata al camino è infatti circa doppia, e poiché la temperatura è sempre la stessa (130°C) le perdite al camino sono pressoché doppie. Questo aumento delle perdite al camino del TU vanifica completamente la scomparsa delle perdite al camino dell'HRSG, che peraltro sono molto contenute a causa della temperatura di scarico molto ridotta (70°C) considerata per gli altri casi.

In definitiva, il caso 3 con utilizzo dei gas uscenti dall'HRSG quale comburente per il TU appare privo di interesse. Ancor più qualora si considerino le maggiori complicazioni impiantistiche e gli aumenti di costo che tale situazione certamente comporta. Il confronto tra i tre casi 1a, 1b e 1c suggerisce infine l'importanza dell'ottimizzazione della sezione di bassa e media temperatura del ciclo a vapore.

Tabella 7.1: Riepilogo dei principali risultati ottenuti per le configurazioni qui considerate. La prima colonna a sinistra riporta le caratteristiche e le prestazioni ipotizzate per un termoutilizzatore convenzionale con P_{ev} 85 bar e T_{sh} 420°C. Il rendimento di utilizzo del gas naturale è dato dal rapporto tra la potenza elettrica aggiuntiva prodotta rispetto al termoutilizzatore convenzionale e la potenza di combustione W_{gasnat} . Il rendimento η_{RSU} è stato calcolato assumendo che il ciclo combinato a gas naturale basato sulla stessa turbina a gas eroghi 115,9 MW elettrici netti con rendimento del 53,50%. Il rendimento η_{RSU_0} prende invece a riferimento l'utilizzo di gas naturale in cicli combinati con rendimento 55%.

		solo TU	1a	1b	1b*	1c	2a	2b	3
W_{RSU}	MW_{PCI}	180,80	180,80	180,80	180,80	180,80	180,80	180,80	180,80
W_{gasnat}	MW_{PCI}	-	216,76	216,76	216,76	216,76	216,76	216,76	216,76
$m_{fumi,RSU}$	kg/s	134,20	137,44	137,44	137,44	137,44	137,44	137,44	224,32
$V_{fumi,RSU}$	Nm^3/s	105,84	108,44	108,44	108,44	108,44	108,47	108,47	177,68
$m_{aria,TG}$	kg/s	-	204,00	204,00	204,00	204,00	204,00	204,00	204,00
$m_{fumi,TG}$	kg/s	-	208,68	208,68	208,68	208,68	208,68	208,68	208,68
$V_{fumi,TG}$	Nm^3/s	-	164,24	164,24	164,24	164,24	164,24	164,24	164,24
$m_{vap,RSU}$	kg/s	62,68	92,18	92,18	92,18	92,18	92,25	91,43	80,783
$m_{vap,HRS}$	kg/s	-	0,48	0,48	0,01	2,29	0,27	0,58	6,07
$m_{vap,tot}$	kg/s	62,68	92,66	92,66	92,19	94,47	92,52	92,01	86,85
$T_{fumi,RSU}$	°C	130,00	130,00	130,00	130,00	130,00	130,00	130,00	130,00
$T_{fumi,gasnat}$	°C	-	70,00	70,00	90,00	70,00	70,00	70,00	118
$W_{el,TG}$	MW_{el}	-	73,96	73,96	73,96	73,96	73,96	73,96	73,06
$W_{el,TV}$	MW_{el}	55,44	107,88	107,14	106,36	108,54	107,14	105,63	102,38
$W_{aux,ciclo}$	MW_{el}	2,47	3,31	3,33	3,27	3,32	3,37	3,47	3,095
$W_{aux,RSU}$	MW_{el}	3,67	3,92	3,92	3,92	3,92	3,24	2,78	4,43
$W_{el,netta}$	MW_{el}	49,30	174,61	173,86	173,13	175,26	174,49	173,34	167,91
$\eta_{r,gasnat}$	%	-	57,81	57,46	57,13	58,11	57,75	57,22	54,72
$\eta_{r,RSU}$	%	27,27	32,47	32,06	31,65%	32,83	32,41	31,77	28,77
η_{r,RSU_0}	%	-	30,67	30,26	29,86	31,03	30,61	29,97	26,97

Descrizione dei parametri in tabella 7.1:

- W_{RSU} : potenza di combustione generata dai rifiuti

$$W_{RSU} = m_{rsu} \cdot PCI_{RSU}$$

Dove:

$$m_{RSU} : \text{portata dei rifiuti solidi urbani} \left[\frac{kg}{s} \right]$$

PCI_{RSU} : potere calorifico inferiore del rifiuto solido urbano $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

- $W_{gas\ naturale}$: potenza di combustione del gas naturale;
- $m_{fumi,RSU}$: portata dei fumi prodotti dalla combustione degli RSU;
- $V_{fumi,RSU}$: volume dei fumi prodotti dalla combustione degli RSU, in condizioni normali;
- $m_{aria,TG}$: portata d'aria in ingresso del turbo gas;
- $m_{fumi,TG}$: portata dei fumi all'uscita del turbo gas;
- $V_{fumi, TG}$: portata dei fumi prodotti dal turbo gas, in condizioni normali;
- $m_{vapore\ RSU}$: portata di vapore prodotta dalla combustione degli RSU;
- $m_{vapore\ HRSG}$: portata di vapore prodotta dall'HRSG (heat recovery steam generator), generatore di vapore a recupero;
- $m_{vapore\ totale}$: somma della portata di vapore prodotta dalla combustione degli RSU e la portata di vapore prodotta dal generatore di vapore a recupero;
- $T_{fumi,RSU}$: temperatura di uscita fumi dal termo utilizzatore;
- $T_{fumi, gas\ naturale}$: temperatura uscita fumi dal generatore di vapore a recupero;
- $W_{el,TG}$: potenza elettrica del turbo gas;
- $W_{el,TV}$: potenza elettrica della turbina a vapore;
- $W_{aux,ciclo}$: potenza elettrica ausiliari per il ciclo combinato;
- $W_{aux,RSU}$: potenza elettrica ausiliari del termo utilizzatore;
- $W_{el,netta}$: potenza elettrica prodotta netta;
- η_{RSU} : è il rendimento di generazione elettrica prodotto dalla combustione degli RSU, viene calcolato tramite il rapporto della potenza generata dal solo termoutilizzatore e la potenza di combustione dei rifiuti;

$$\eta_{RSU} = \frac{\Delta W_{e,netta}}{\Delta W_{RSU}} = \frac{W_{en,i} - W_{en,CC}}{m_{RSU} \cdot PCI_{RSU}}$$

Dove:

Il numeratore $\Delta W_{e,netta}$ rappresenta la potenza generata dal solo termo utilizzatore $W_{en,i}$ è la potenza elettrica netta generata dall'impianto integrato $W_{en,CC}$ è la potenza elettrica netta generata dal ciclo combinato alimentato a gas naturale basato sulla stessa turbina a gas. Il denominatore ΔW_{RSU} è la potenza di combustione dei rifiuti.

- $\eta_{gas\ naturale}$: è un indice di merito che rappresenta il rendimento della potenza elettrica aggiuntiva prodotta rispetto al termoutilizzatore convenzionale e la potenza di combustione del gas naturale

$$\eta_{gas\ nat} = \frac{\Delta W_{e,netta}}{\Delta W_{gas\ nat}} = \frac{W_{en,i} - W_{en,TU}}{m_{gas\ nat} \cdot PCI_{gas\ nat}}$$

dove:

Il numeratore $\Delta W_{e,netta}$ rappresenta la potenza elettrica aggiuntiva prodotta rispetto al termo utilizzatore $W_{en,TU}$ è la potenza elettrica netta generata dal termo utilizzatore. Il denominatore $\Delta W_{gas\ nat}$ è la potenza di combustione del gas naturale.

- η_{RSU_0} : è un rendimento di utilizzo degli RSU che si riferisce al ciclo combinato con il quale il gestore dell'impianto integrato dovrà presumibilmente competere

$$\eta_{RSU_0} = \frac{\Delta W_{e,netta}}{\Delta W_{RSU}} = \frac{W_{en,i} - W_{en,CCrete}}{m_{RSU} \cdot PCI_{RSU}} = \frac{W_{en,i} - \eta_{CCrete} \cdot m_{gas\ nat} \cdot PCI_{gas\ nat}}{m_{RSU} \cdot PCI_{RSU}}$$

L'unica differenza rispetto al rendimento η_{RSU} risiede nel termine $W_{en,CCrete}$, il quale rappresenta la potenza elettrica di un ciclo combinato di grande taglia con un rendimento $\eta_{CC\ rete}$ pari al 55%.

7.2 Profili di temperatura nelle caldaie

Le figure che seguono riportano i diagrammi Temperatura – Potenza termica scambiata (T-Q) della caldaia del termoutilizzatore e della caldaia a recupero per le configurazioni analizzate.

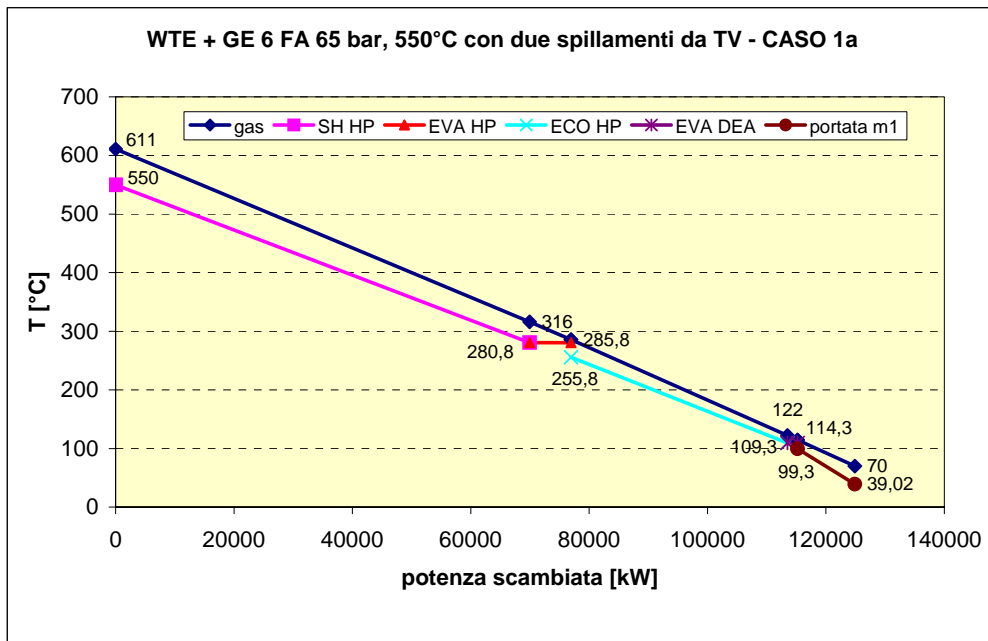


Figura 7.1: Diagramma T-Q dell'HRSG per la configurazione 1a

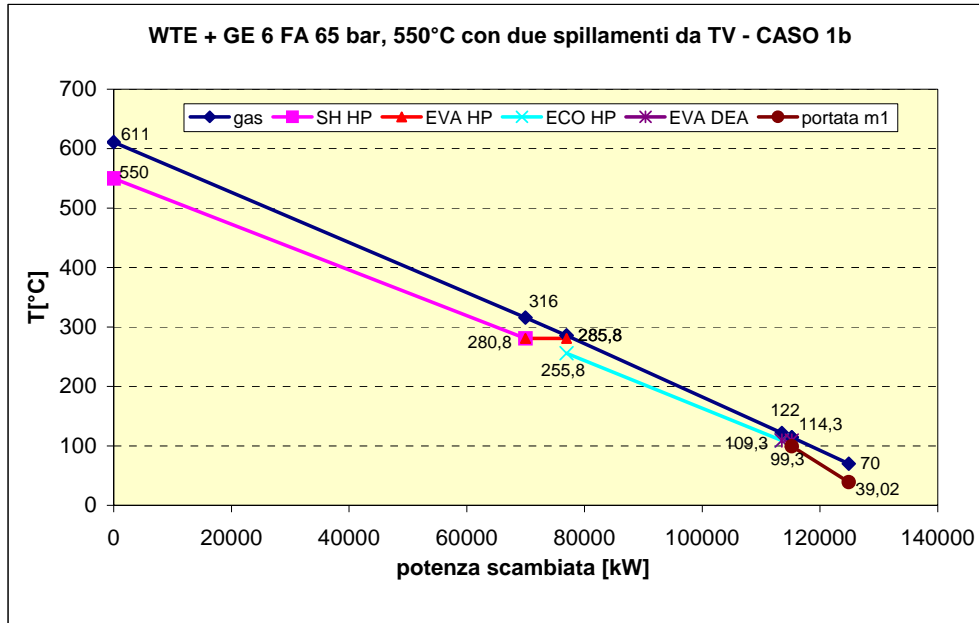


Figura 7.2: Diagramma T-Q dell'HRSG per la configurazione 1b

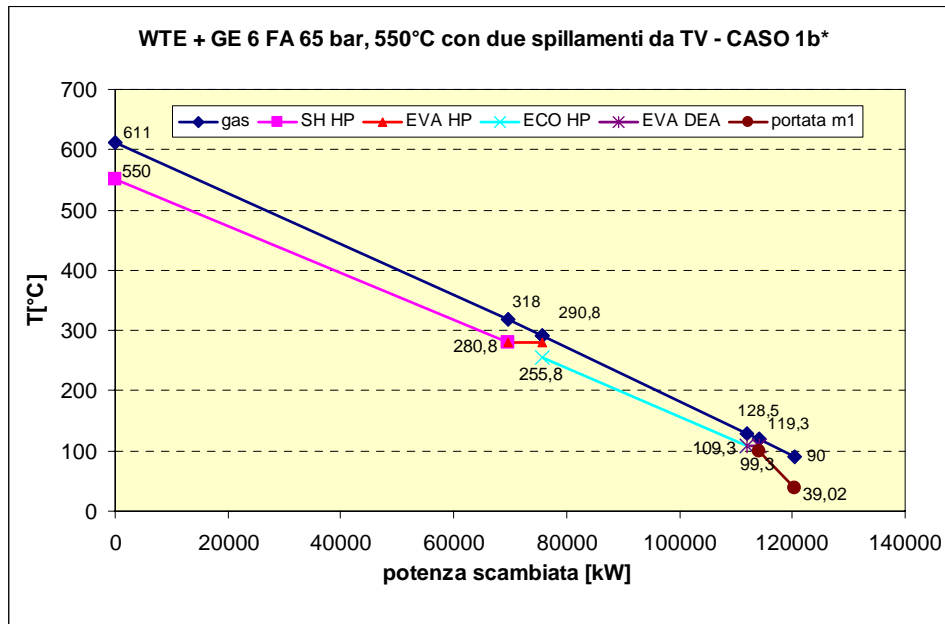


Figura 7.3: Diagramma T-Q dell'HRSG per la configurazione 1b*

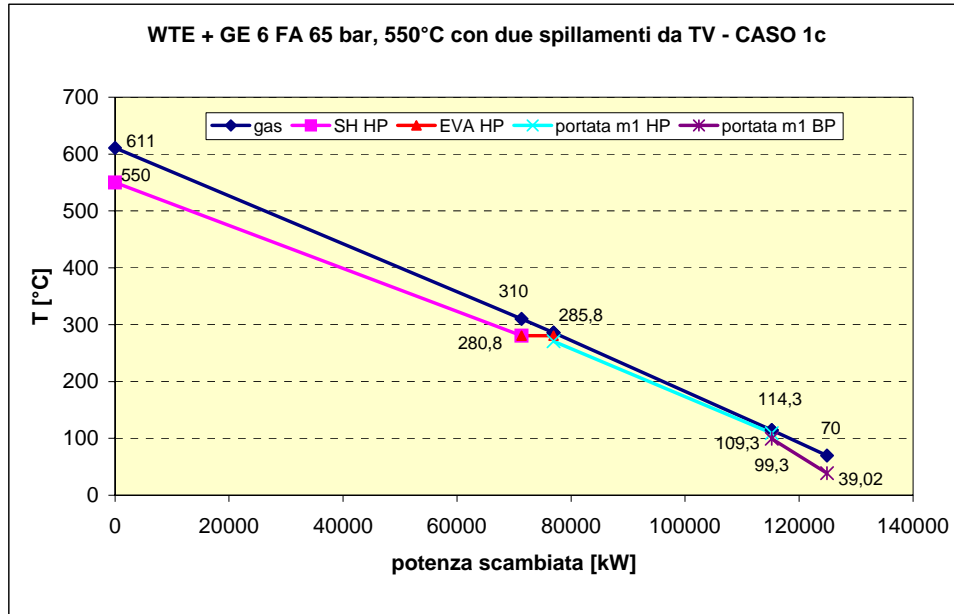


Figura 7.4: Diagramma T-Q dell'HRSG per la configurazione 1c

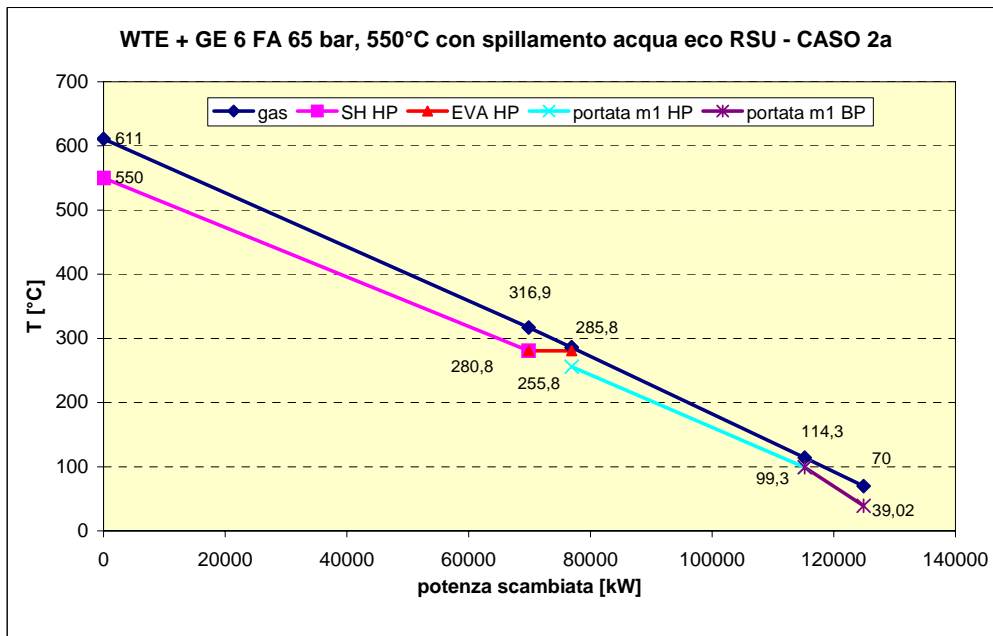


Figura 7.5: Diagramma T-Q dell'HRSG per la configurazione 2a

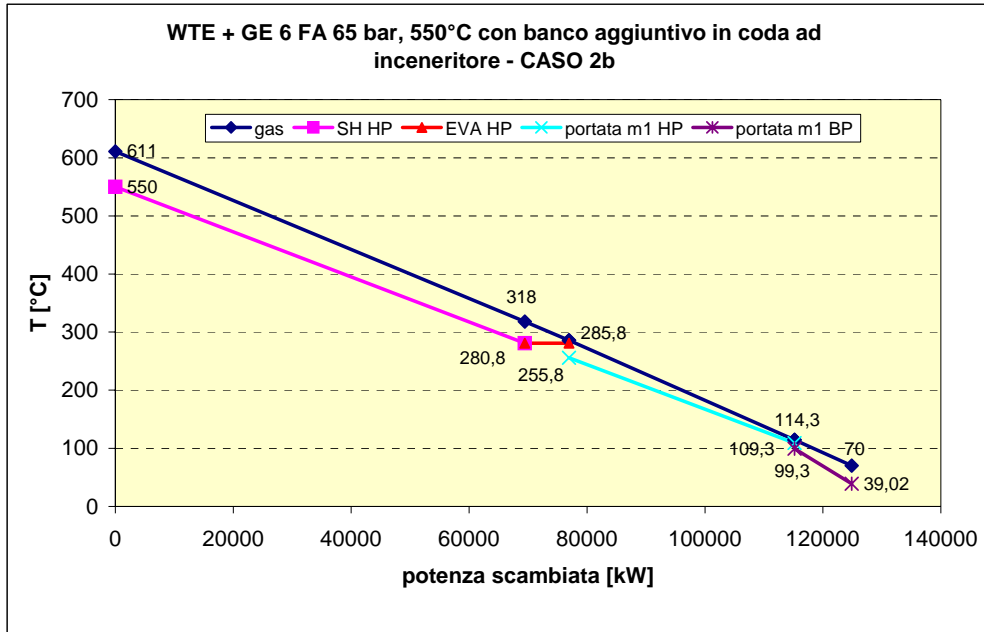


Figura 7.6: Diagramma T-Q dell'HRSG per la configurazione 2b

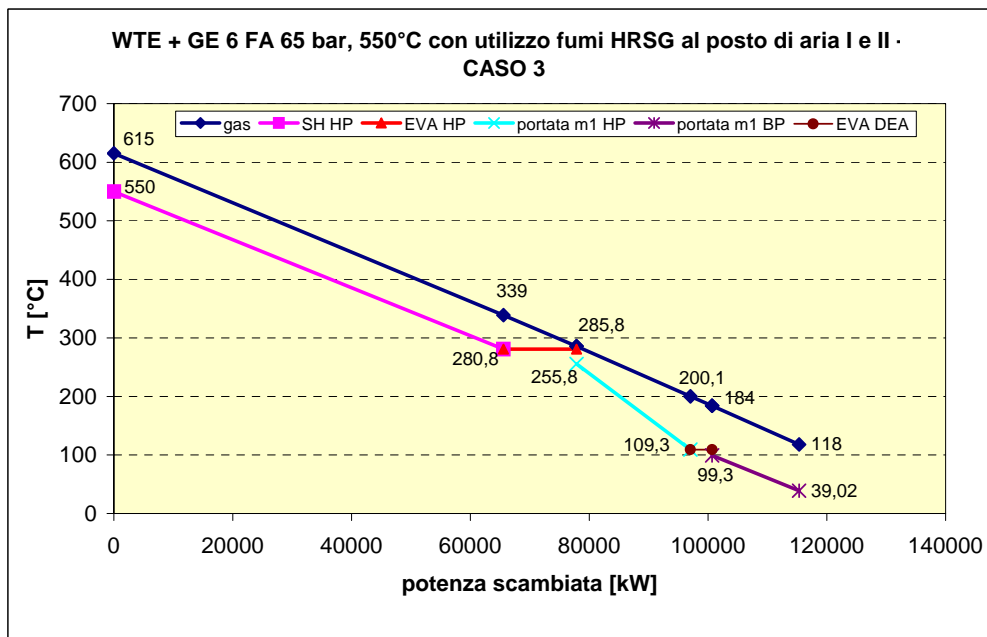


Figura 7.7: Diagramma T-Q dell'HRSG per la configurazione 3

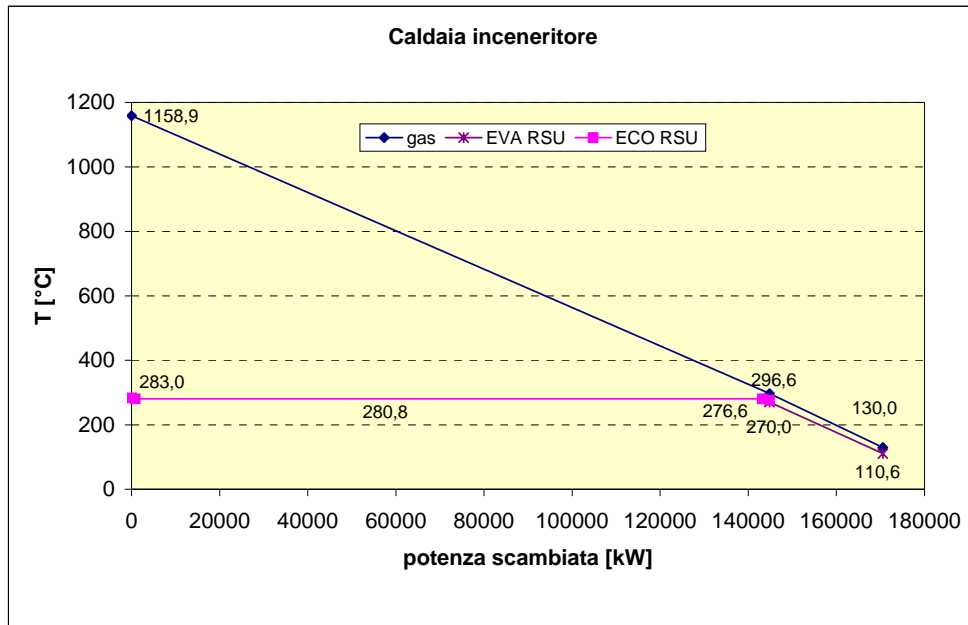


Figura 7.8: Diagramma T-Q della caldaia del termoutilizzatore. La temperatura iniziale del gas è la temperatura adiabatica di fiamma.

Nel caso in cui siano presenti rigeneratori alimentati con vapore spillato dalla turbina a vapore, la portata totale di liquido viene suddivisa in due flussi che effettuano il medesimo salto di temperatura: il primo viene riscaldato dai gas nell'HRSG, il secondo dal vapore spillato, in uno scambiatore rigenerativo a superficie. In tal caso il profilo T-Q del liquido riportato nei diagrammi si riferisce al flusso riscaldato dai gas.

In tutte le configurazioni il lato liquido-vapore ha un andamento molto simile a quello dei gas che si raffreddano: la produzione di vapore nell'HRSG è molto limitata, ma questo risulta essere un vantaggio dal punto di vista termodinamico, in quanto fa sì che le differenze di temperatura sotto le quali viene scambiato calore siano piccole, riducendo così le irreversibilità per scambio termico. Nella caldaia del TU i profili di temperatura lato gas e lato liquido-vapore sono invece molto lontani, poiché si genera vapore saturo a 283°C con gas aventi temperatura iniziale superiore a 1000°C. In questo modo lo scambio di calore avviene sotto differenze di temperatura molto elevate, ancor più senza la sezione di surriscaldamento. Rispetto al caso del TU convenzionale le irreversibilità per scambio termico sono maggiori (perché manca il surriscaldatore), ma si eliminano i problemi di corrosione nel surriscaldatore.

Il profilo di temperatura dei gas nel termo utilizzatore, riportato in figura 7.9, è frutto di una semplificazione: si ipotizza che il processo di completa ossidazione del rifiuto avvenga in modo adiabatico e che il calore sia estratto dai prodotti di combustione solamente dopo il completamento della reazione. In realtà parte del calore viene estratto contemporaneamente all'avanzamento della reazione, soprattutto in seguito all'irraggiamento della zona calda della fiamma. Questa approssimazione non ha alcuna conseguenza sui bilanci di massa e di energia e quindi sulla previsione delle prestazioni on-design; essa influenza tuttavia la previsione delle

superfici di scambio dell'evaporatore e quindi la previsione delle prestazioni off-design. Per una più accurata valutazione delle superfici di scambio dell'evaporatore è necessaria una schematizzazione puntuale della camera di combustione che va molto oltre gli obiettivi di questo studio, e che peraltro non appare determinante per valutare il comportamento off-design.

8. CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE

L'analisi sviluppata, circa le prestazioni ottenibili con impianti basati su una turbina a gas di media taglia della classe 70-75 MW, suggerisce le considerazioni riportate nel seguito.

- La pressione di evaporazione ottima (circa 65 bar) è coerente con l'esperienza operativa dei grandi impianti di termoutilizzazione ed è quella per la quale l'HRSG provvede in pratica solamente al preriscaldamento di una frazione del liquido e al surriscaldamento del vapore.
- Il ciclo a vapore è caratterizzato da un deficit di calore a temperatura medio-bassa, per cui è opportuna la realizzazione di rigeneratori per il preriscaldamento del liquido con vapore di alta e bassa pressione. I benefici conseguibili con soluzioni rigenerative sono consistenti, cosicché è presumibile che la conseguente complicazione impiantistica sia economicamente giustificabile, a maggior ragione in un contesto di elevata valorizzazione dell'elettricità prodotta da rifiuti.
- La modalità di preriscaldamento dell'aria più interessante è quella tradizionale, con vapore spillato dalla turbina a vapore.
- La configurazione con utilizzo dei gas uscenti dall'HRSG quale comburente per il TU appare priva di interesse, ancor più quando si considerino le maggiori complicazioni impiantistiche e gli aumenti di costo che essa certamente comporta.
- La soluzione migliore (con rigeneratori sia di alta sia di bassa pressione) comporta rendimenti di utilizzo del gas naturale leggermente superiori al 58%, quasi uguali a quelli realizzabili con turbina a gas di grande taglia (250 MW). Ciò significa che il profilo di temperatura estremamente favorevole realizzato nell'HRSG compensa quasi completamente l'handicap (dovuto all'effetto scala) delle inferiori prestazioni della turbina a gas e della turbina a vapore.
- Dal confronto tra la soluzione 1b e la soluzione 1b* si nota come la diminuzione di superficie in caldaia a recupero legata alla scelta di una temperatura a camino più elevata (90°C anziché 70°C) è dell'ordine del 25% in termini globali. Per contro si assiste ad una riduzione della potenza elettrica complessivamente sviluppata dall'impianto dell'ordine dei 700 kW. Anche se a parere degli autori la temperatura di 70°C a camino non dovrebbe rappresentare un vero limite tecnologico, occorre tuttavia sottolineare che da un punto di vista tecnico la soluzione 1b* appare più tranquilla, sia riguardo alla dispersione degli inquinanti in atmosfera, sia in termini di contenimento in fase di progetto della contropressione allo scarico del turbogas. Una volta risolte le questioni di carattere prettamente tecnico, appare evidente che la scelta impiantistica tra l'una o l'altra configurazione dovrebbe essere determinata mediante considerazioni economiche basate sui costi di investimento e sui costi di esercizio sostenuti durante l'intera vita utile dell'impianto.

BIBLIOGRAFIA

- [1] M. De Carli, S. Consonni, G. Lozza, E. Macchi, D. Salimbeni: "Evaluation of an integrated power plant for the city of Milan consisting of a combined cycle and a waste-to-energy system", paper ID-92, PowerGen Europe 2005, Milan, 28-30 June 2005.
- [2] S. Consonni, P. Silva, S. Alquati, A. Mugnaini, F. Begnis: "Cicli ibridi turbina a gas - inceneritori di rifiuti per generazione di energia elettrica. Relazione 2: varianti per sistemi basati su turbina a gas di taglia intermedia e prestazioni fuori progetto" (in Italian), final report of research contract commissioned by CESI to the Dept. of Energy Engineering of Politecnico di Milano, Apr. 30, 2005.
- [3] T. Wiekmeijer: "Improvements in Incinerators by Means of Gas Turbine Based Cogen Systems", ASME paper 90-GT-180, 1990.
- [4] H. Haneda: "Efficiency Improvement Options for Municipal Waste-Fired Power Generation - Recent Development Activities in Japan: a Review", Proc. Inst. Mech. Eng.- Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 209, pp. 81-100, 1995.
- [5] M.A. Korobitsyn, P. Jellema, G. Hirs: "Possibilities for Gas Turbine and Waste Incinerator Integration", Energy, Vol. 24, pp. 783-793, 1999.

- [6] S. Consonni: "Combined Cycles for High Performance, Low Cost, Low Environmental Impact, Waste-to-Energy Systems", ASME paper 2000-GT-24, 2000.
- [7] S. Consonni, M. Ferrari, T. Greco: "Impianti ibridi RSU/combustibile fossile. Configurazioni e prestazioni" (in Italian), La Termotecnica, Dec. 2000, pp. 77-85.
- [8] P. Chiesa, S. Consonni, G. Lozza, E. Macchi: "Predicting the Ultimate Performance of Advanced Power Cycles Based on Very High Temperature Gas Turbine Engines", ASME Paper 93-GT-223, 1993.
- [9] E. Macchi, S. Consonni, G. Lozza, P. Chiesa: "An Assessment of the Thermodynamic Performance of Mixed Gas-Steam Cycles", J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 117, pp. 489-508, 1995.
- [10] S. Consonni, G. Lozza, E. Macchi: "Turbomachinery and Off-Design Aspects in Steam-Injected Gas Cycles", Proc. 23rd IECEC (Denver, CO, Aug. 1988), pp. 99-108. Published by ASME, N.Y.