

RICERCA SISTEMA ELETTRICO

Sviluppo di modellistica di impianti di generazione elettrica integrati con processi di gassificazione di carbone che utilizzano una miscela di CO₂ e O₂ come agente gassificante

Giovanni Lozza, Matteo Romano





Ente per le Nuove tecnologie,
l'Energia e l'Ambiente



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA SISTEMA ELETTRICO

Sviluppo di modellistica di impianti di generazione elettrica integrati
con processi di gassificazione di carbone che utilizzano una miscela
di CO₂ e O₂ come agente gassificante

Giovanni Lozza, Matteo Romano

SVILUPPO DI MODELLISTICA DI IMPIANTI DI GENERAZIONE ELETTRICA INTEGRATI CON
PROCESSI DI GASSIFICAZIONE DI CARBONE CHE UTILIZZANO UNA MISCELA DI CO₂ E O₂
COME AGENTE GASSIFICANTE

Giovanni Lozza, Matteo Romano (Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano)

Aprile 2009

Report Ricerca Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Area: Produzione e fonti energetiche

Tema: Tecnologie innovative che consentano una riduzione dei costi di investimento delle centrali a polverino di carbone. Sviluppo di tecnologie di impiego del polverino di carbone a differenti granulometrie con cattura e sequestro della CO₂

Responsabile Tema: Paolo Deiana, ENEA

SVILUPPO DI MODELLISTICA
DI IMPIANTI DI GENERAZIONE ELETTRICA
INTEGRATI CON PROCESSI
DI GASSIFICAZIONE DI CARBONE
CHE UTILIZZANO UNA MISCELA DI CO₂ E O₂
COME AGENTE GASSIFICANTE

Rapporto preliminare

Autori:

Giovanni Lozza – Matteo Romano

Dipartimento di Energia
Politecnico di Milano



Committente:

ENEA

Accordo di Programma MSE-ENEA

Tema di ricerca 5.2.5.2. “Tecnologie innovative che consentano una riduzione dei costi di investimento delle centrali a polverino di carbone”

Milano, aprile 2009

Indice

1	Premessa, riassunto e conclusioni	3
2	Metodo di calcolo	5
2.1	I componenti del sistema	5
2.2	Caratteristiche distintive del codice.....	7
2.3	Convergenza e risultati	8
2.4	Limiti e campo di applicazione	9
2.5	Assunzioni e calibrazione.....	10
3	La gassificazione con CO_2	12
3.1	Termodinamica della gassificazione con CO_2	12
3.2	Applicazione della gassificazione con CO_2 in impianti IGCC.....	14
4	Impianti analizzati	16
4.1	IGCC senza cattura.....	16
4.2	IGCC con cattura pre-combustione mediante assorbimento fisico	21
4.3	IGCC con ossicombustione e impiego di CO_2	25
4.4	IGCC con ossicombustione e quench con CO_2	32
5	Appendice: Calibrazione della turbina a gas di riferimento	36
6	Bibliografia.....	39

1 Premessa, riassunto e conclusioni

Il presente documento costituisce il rapporto finale relativo all'attività svolta dal Politecnico di Milano per conto di ENEA nel campo delle *“Tecnologie innovative che consentano una riduzione dei costi di investimento delle centrali a polverino di carbone”*. In questo ambito, il tema analizzato consiste nell'analisi delle potenzialità di impiego di CO_2 come agente gassificante in impianti IGCC. La disponibilità di CO_2 per questo scopo è naturalmente legata alla presenza di sistemi di cattura della CO_2 , in quanto sarebbe di scarso interesse pensare ad una produzione di questo fluido svincolata dalla cattura. Peraltro gli impianti IGCC risultano particolarmente promettenti, rispetto alle tecnologie concorrenti, proprio in presenza di sistemi di cattura di CO_2 .

Il lavoro è dedicato in particolare alla modellizzazione degli impianti, finalizzata alla previsione delle prestazioni e del bilancio energetico. Dopo una descrizione del metodo di calcolo impiegato (un codice sviluppato internamente al Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano per l'analisi degli impianti di potenza), viene affrontata la tematica della gassificazione con CO_2 in termini di principi generali: premesso che il vapore risulta più efficace in termini di cinetica chimica (aspetto non analizzato nel presente lavoro), l'impiego di CO_2 rispetto al vapore comporta un'analogia influenza sulla cold gas efficiency, aumentando, come prevedibile, la concentrazione di CO nel syngas rispetto all'idrogeno. Questo aspetto rende la gassificazione con CO_2 di nessun interesse nel caso di cattura con tecnologie pre-combustione basate sul water-gas shift: la maggior quantità di CO da convertire non potrebbe che risultare in una aumentata penalizzazione del rendimento nel processo di cattura.

Un maggior contenuto di CO non è invece penalizzante per un impianto di ossi-combustione, in particolare se accoppiato a un gassificatore dry-feed (più efficiente!) in cui la pressurizzazione della carica è appunto effettuata con CO_2 . L'analisi svolta confronta un IGCC senza cattura, uno con cattura pre-combustione e uno con ossi-combustione, basandosi su un insieme di assunzioni comuni sia per la sezione di gassificazione che per il ciclo di potenza (quest'ultimo profondamente rivisitato in funzione delle caratteristiche peculiari del ciclo semi-chiuso a $\text{CO}_2\text{--H}_2\text{O}$). Si evince come la perdita di rendimento causata dalla cattura si riduca da 9 a 7 punti percentuali passando da pre- a ossi-combustione.

Sulla base del sistema con ossi-combustione sono poi state sviluppate alcune analisi per comprendere l'influenza della quantità di CO_2 immessa nel gassificatore, confrontandola con

l'immissione di vapore, rilevando variazioni assai modeste di prestazioni. Da ultimo è stata verificata la possibilità di un utilizzo concettualmente differente della CO₂: invece che immetterla direttamente nel gassificatore, si è pensato di effettuare un quench del syngas grezzo, in una fascia di temperatura in cui la reazione endotermica di Boudouard sia ancora attiva, nell'intento di recuperare il calore sensibile ad alta temperatura convertendolo efficientemente in energia chimica (formazione di CO). Questa soluzione, nell'ambito di un gassificatore Shell, ha portato a risultati contraddittori (in funzione della pur piccola quota di ossigeno presente nella CO₂ ricircolata) e comunque di entità limitata.

Per concludere, le possibilità di un utile impiego della CO₂ come agente gassificante è certamente legata allo sviluppo di tecnologie di ossi-combustione negli impianti IGCC. Questa soluzione presenta tuttavia sfide tecnologiche e realizzative decisamente rilevanti, soprattutto in quanto richiede una profonda ri-progettazione della turbina a gas, operazione difficilmente proponibile in un mercato ancora da sviluppare. E' però giusto ricordare che questa filiera di impianti consentirebbe non solo un (leggero!) aumento di rendimento rispetto ad altre tecniche di cattura, ma migliorerebbe ulteriormente le caratteristiche di impatto ambientale, con un tasso di cattura di CO₂ molto vicino al 100% (es: 98% contro il 90% prevedibile per i casi pre-combustione) e la virtuale eliminazione di ogni altra emissione di inquinanti da combustione (ossidi di azoto, di zolfo, particolato), in quanto loro eventuali tracce residue resterebbero confinate con la corrente di CO₂ liquida o sarebbero comunque facilmente trattabili.

Le applicazioni sono quindi rivolte a scenari di medio-lungo termine, ma non sono prive di motivi di interesse.

2 Metodo di calcolo

Il calcolo del ciclo termodinamico e delle prestazioni è stato effettuato con un codice di calcolo sviluppato presso il Dipartimento di Energia a partire dalla fine degli anni '80 dal gruppo di ricerca di cui fanno parte gli autori, chiamato GS. Il codice, originariamente concepito per il calcolo di cicli termodinamici gas-vapore, 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, ecc. In tal modo il codice è diventato sufficientemente potente e flessibile per poter trattare in pratica qualsiasi impianto per la generazione di potenza da combustibili fossili.

2.1 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. compressore inter-refrigerato
4. combustore (a completa ossidazione)
5. espansore adiabatico
6. espansore raffreddato, adatto per le turbine a gas con raffreddamento delle palette (modello zero-dimensionale o mono-dimensionale)
7. scambiatore di calore (con o senza reazioni chimiche)
8. miscelatore (con o senza reazioni chimiche)
9. separatore di flusso
10. ciclo a vapore a recupero (a più livelli di pressione per cicli combinati)
11. ciclo a vapore (per cicli di centrali convenzionali)
12. impianto per la separazione aria
13. albero meccanico che collega più macchine rotanti
14. saturatore
15. convertitore chimico a specie chimiche uscenti assegnate
16. celle a combustibile (ad ossidi solidi o a carbonati fusi)

Il numero totale dei componenti e dei flussi è limitato solo della 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 (es: IGCC con rimozione CO_2).

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.

Alcuni componenti, come il miscelatore e lo scambiatore di calore, sono in grado (opzionalmente) di variare la composizione chimica dei flussi uscenti in base ad un calcolo di equilibrio chimico (valutato con una procedura di minimizzazione dell'energia libera di Gibbs). Il combustore opera invece sull'ipotesi di completa ossidazione del combustibile.

Il componente 6 (in realtà sono due moduli completamente indipendenti e tra loro alternativi) calcola l'espansione raffreddata che ha luogo nelle moderne turbine a gas. Nel modello zero-D l'espansione è definita nel piano termodinamico ipotizzando una geometria e condizioni cinematiche molto semplificate. Nel modello 1-D (quello qui impiegato) l'espansione nel piano termodinamico è calcolata sulla base di un progetto monodimensionale stadio per stadio che ricostruisce i dati di base (corde, passi, altezze di pala, diametri, ecc.) relativi alla geometria della macchina e ai triangoli delle velocità al diametro medio. In ambedue i casi viene comunque calcolato il fabbisogno di aria (o altro fluido) per il raffreddamento delle pale e gli effetti del suo miscelamento nel flusso principale, secondo un modello dettagliato che tiene conto dei parametri dimensionali provenienti dal calcolo citato, delle caratteristiche di scambio termico secondo diversi meccanismi (convezione, film, impingement), dei diversi livelli di tecnologia di raffreddamento utilizzati, delle perdite di carico del refrigerante e altro.

I componenti ciclo a vapore a recupero (10) e ciclo a vapore convenzionale (11) sono rappresentativi di una pluralità di componenti elementari. Per esempio, il ciclo a vapore a recupero include la caldaia a recupero (che può avere fino a tre livelli di evaporazione oltre al risurriscaldamento), la turbina a vapore, il condensatore, le pompe di alimento, numerosi punti di possibile prelievo o introduzione di acqua/vapore. Il calcolo di tutta la sezione a vapore nell'ambito di un unico componente complesso, piuttosto che in una moltitudine di componenti semplici (quelli sopra elencati), comporta una serie di sostanziali vantaggi:

- semplifica radicalmente la definizione dell'input, per il quale sarebbe altrimenti necessario specificare la successione delle sezioni della caldaia (economizzatori, evaporatori, surriscaldatori, etc.) come una complessa serie di scambiatori di calore in serie e/o in parallelo, un dettaglio che per essere definito richiede a sua volta di effettuare una serie di bilanci termici;

- consente di calcolare la sezione a vapore con algoritmi ad hoc che, tenendo conto della specificità del ciclo a vapore, sono molto più efficienti dell'algoritmo adottato per la convergenza del calcolo di tutto l'impianto;
- scorpora le iterazioni per il calcolo della sezione a vapore dalle iterazioni per il calcolo di tutto il sistema, con positivi effetti sulla stabilità del calcolo;

2.2 Caratteristiche distintive del codice

Oltre alla flessibilità derivante dalla varietà dei componenti, con i quali è possibile simulare un'amplessissima gamma di impianti per la produzione di elettricità (o la cogenerazione), i punti di forza del codice risiedono nella capacità di prevedere in modo notevolmente accurato le prestazioni dei componenti-chiave del sistema termodinamico, riducendo al minimo gli input necessari per stimare le prestazioni complessive. Tra le caratteristiche più significative ricordiamo in particolare le seguenti:

- I rendimenti delle turbomacchine (compressore ed espansore della turbina a gas, turbina del ciclo a vapore) sono calcolati con correlazioni che incorporano l'effetto scala (variazione delle prestazioni con la dimensione della macchina) e quello dei principali parametri operativi (portate volumetriche elaborate, salto entalpico, numero di giri, etc.), calibrate caso per caso con numerosi confronti con macchine reali. Non è quindi necessario che l'utente faccia ipotesi (molto delicate!) relative a tali rendimenti, la cui importanza è fondamentale per l'ottenimento di previsioni accurate circa le prestazioni del ciclo. Correlazioni simili sono anche disponibili per componenti meno critici, ma comunque importanti, come le macchine elettriche (motori e generatori) e le pompe.
- Il calcolo dell'espansore della turbina a gas tiene conto degli effetti del raffreddamento necessario per mantenere accettabili temperature delle pale esposte ai gas caldi. Il calcolo delle portate di raffreddamento è effettuato con un sofisticato modello che tiene conto delle proprietà termofisiche dei fluidi (oltre all'aria prelevata dal compressore, è possibile simulare gli effetti del raffreddamento con vapore o con miscele generiche di gas), della tecnologia di raffreddamento, del profilo di temperature lungo l'espansione, etc., come già accennato.
- La sequenza delle sezioni del generatore di vapore a recupero è automaticamente definita in modo di massimizzare la generazione di vapore ad alta pressione e la potenza generabile dal ciclo a vapore; a tal fine il codice provvede, se opportuno, a

- disporre più sezioni in parallelo per fare in modo che il profilo di temperatura dell'acqua e del vapore sia il più possibile aderente al profilo di temperatura dei gas.
- Il codice opera con miscele di gas ideali, con l'eccezione di acqua e vapore che, laddove presente come unica specie chimica, viene trattato con le equazioni di stato delle 'Steam Properties in S.I. Units'. Le proprietà termodinamiche dei gas sono calcolate con i coefficienti delle classiche tabelle JANAF. Questa schematizzazione è perfettamente adeguata a trattare i processi che avvengono nei cicli combinati, ma per alcuni processi presenti negli impianti con cattura della CO_2 è necessario ricorrere ad altri metodi di calcolo per taluni processi che coinvolgono fluidi differenti dai gas ideali. Casi tipici sono la compressione e la liquefazione della CO_2 , che avviene in campo supercritico o comunque ad elevate pressioni ridotte, e i sistemi di assorbimento della CO_2 . Per questi processi si ricorre a codici commerciali, come Aspen Plus.

2.3 Convergenza e risultati

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 nei punti del ciclo.

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.

2.4 Limiti e campo di applicazione

Il programma GS è stato sviluppato e utilizzato in un arco temporale di circa 20 anni dagli autori del presente rapporto e da altri ricercatori del Dipartimento di Energia. È stato impiegato per le più svariate applicazioni di potenza (cicli combinati, cicli misti gas–vapore (STIG, HAT, etc.), centrali di gassificazione di carbone, residui di raffineria o reflui industriali, cicli con rimozione di CO₂ con varie strategie, impianti a letto fluido di prima e di seconda generazione, centrali convenzionali e USC a vapore, termovalorizzatori di RSU, sistemi con fuel cells, impianti ibridi fuel cell / turbine a gas, cicli per centrali nucleari), accumulando una notevole casistica su cui sono stati via via arricchiti e perfezionati i vari modelli di calcolo dei componenti.

Vi sono quindi ampi precedenti e referenze (es: decine di lavori scientifici pubblicati in prestigiose sedi internazionali) per ritenere del tutto soddisfacenti l'affidabilità e l'accuratezza delle previsioni generate dal codice. È però opportuno tenere presente quanto segue:

- Il codice non include alcun modello di cinetica chimica né di fenomeni di trasporto (di calore, di quantità di moto, di massa), per cui esso non può fornire alcuna informazione circa l'evoluzione nel tempo delle condizioni di funzionamento del sistema in esame, che si assume essere sempre in condizioni stazionarie.
- Il codice non è in grado di trattare gas reali, come già anticipato, con l'eccezione dell'acqua in tutte le zone del diagramma di stato.
- Il codice effettua un calcolo di “on–design”, ossia si suppone che tutti i componenti siano stati specificatamente progettati per funzionare alle condizioni calcolate. Per esempio, per uno scambiatore di calore si assume che la superficie S e il coefficiente globale di scambio termico U siano adeguati per realizzare i profili di temperatura definiti con il bilancio termico; il prodotto $U \cdot S$ è cioè uno dei risultati del calcolo e non può essere un input come sarebbe in un calcolo “off–design” per il quale GS non è predisposto.
- Le correlazioni che esprimono l'effetto della scala e dei più importanti parametri di progetto sulle prestazioni delle turbomacchine sono state calibrate in modo di riprodurre le prestazioni delle turbine a gas e dei cicli combinati di media-grande taglia di ultima generazione. L'estensione a macchine non convenzionali e/o non commerciali è lecita ma soggetta ovviamente a maggiore incertezza. Alla stessa stregua, l'applicazione a tipologie di macchine non progettate con criteri di elevato

- rendimento (ad esempio per motivi di contenimento di costi) può portare a una sovrastima delle prestazioni.
- È possibile l'ottimizzazione di uno o più parametri di processo al fine di massimizzare il rendimento. Tuttavia, quando le variabili indipendenti sono numerose, il tempo di calcolo può diventare molto elevato e i risultati non del tutto affidabili. Inoltre un'analisi parametrica può spesso fornire una miglior comprensione del problema, rispetto ad una procedura numerica automatizzata, anche se più dispendiosa in termini di tempo utente.

2.5 Assunzioni e calibrazione

Per svolgere un calcolo di qualsiasi impianto è necessario introdurre alcune (spesso numerose!) assunzioni che caratterizzano le modalità operative dei componenti utilizzati. Ad esempio, in un ciclo combinato sono particolarmente importanti le assunzioni relative ai rendimenti delle turbomacchine (compressore e turbina della turbina a gas, turbina a vapore), alle differenze di temperatura sotto cui operano gli scambiatori di calore (espressi come ΔT minimi o come 'effectiveness' o altro), alle perdite di pressione, alle perdite termiche e altro. Tali assunzioni servono a completare i dati di funzionamento propri dell'impianto (ad esempio, per una turbina a gas: portata d'aria, rapporto di compressione, temperatura di ingresso in turbina) e sono altrettanto determinanti per le prestazioni del ciclo. Le assunzioni in GS vengono inizialmente stabilite in due modi:

- Mediante modelli interni al codice di calcolo, talvolta anche piuttosto complessi: ad esempio la linea di espansione della turbina a vapore è previsto con un calcolo in sequenza degli stadi, con una previsione del rendimento del singolo stadio in funzione di alcuni parametri adimensionali; lo stesso avviene per la turbina a gas, ulteriormente complicata dal modello che prevede le quantità di aria da utilizzare per il raffreddamento delle pale e calcola l'espansione non adiabatica con i necessari miscelamenti.
- Mediante set di dati standard che rappresentano i valori più frequentemente utilizzati negli impianti, come nel caso dei ΔT che si incontrano nelle caldaie a recupero, o delle perdite di carico, o dei rendimenti di macchine meno critiche (pompe, motori elettrici...), ecc.

L'utente può comunque intervenire a correggere i modelli utilizzati dal programma, con coefficienti di calibrazione delle correlazioni o inserendo direttamente certi valori piuttosto che quelli standard. Nel presente lavoro, questa fase preliminare è stata svolta in particolare con l'obiettivo di riprodurre le prestazioni della turbina a gas commerciale Siemens SGT5-4000F e il relativo ciclo combinato, con i risultati riportati in appendice. Una buona calibrazione, senz'altro ottenuta nel presente lavoro, è essenziale in fase di validazione dei risultati del calcolo. Infatti, se a seguito di un'adeguata calibrazione di un ben preciso impianto, si riesce a ricostruirne con esattezza le prestazioni (ovviamente senza stravolgere il senso delle correlazioni e senza introdurre ipotesi non realistiche), si ottengono due risultati: (i) si è certi della validità dei calcoli effettuati e della metodologia, (ii) si rendono affidabili anche i calcoli relativi a configurazioni impiantistiche che introducono delle variazioni sulle condizioni operative di alcuni componenti, le cui prestazioni saranno automaticamente adeguate alle nuove condizioni. Ciò è molto importante per alcuni componenti dei cicli con cattura della CO₂, che vedono variazioni di un certo rilievo rispetto al caso di riferimento.

3 La gassificazione con CO₂

3.1 Termodinamica della gassificazione con CO₂

La gassificazione del carbone in impianti IGCC è tradizionalmente basata sull'utilizzo di ossigeno e vapore come agenti gassificanti, secondo le seguenti due reazioni principali:



L'utilizzo di anidride carbonica come agente gassificante, permette di convertire il carbonio secondo la reazione di Boudouard, generando monossido di carbonio:



Anche la reazione di Boudouard, così come quella di gassificazione con H₂O, è endotermica. È quindi comunque richiesto un ossidante per sviluppare le reazioni esotermiche necessarie per portare il gassificatore alle temperature che garantiscono una buona conversione del carbonio in tempi ridotti.

Per valutare le differenze tra i due processi di gassificazione sono stati svolti dei calcoli all'equilibrio chimico di possibili gassificatori di carbone alimentati con CO₂ oppure H₂O. I calcoli sono stati effettuati considerando un reattore a 40 bar, alimentando vapore d'acqua o anidride carbonica a 400°C, in diversi rapporti rispetto al carbonio entrante con il carbone. Come agente ossidante è stato utilizzato ossigeno puro a 15°C, in quantità tale da ottenere un syngas alle temperature imposte di 1300°C o 1500°C, tipiche dei processi di gassificazione a letto trascinato. I risultati di questo studio preliminare sono riportati in Tab.1 e Fig.1, dove è mostrato l'effetto della variazione dei rapporti molari CO₂/C e H₂O/C sulla composizione del syngas prodotto, sul rapporto CO/H₂ ottenuto e sulla cold gas efficiency, calcolata secondo la formula seguente:

$$CGE = \frac{G_{syngas} \cdot PCI_{syngas}}{G_{carbone} \cdot PCI_{carbone}}$$

Si può innanzitutto notare come all'aumentare della quantità di CO₂ e H₂O inviati al reattore, aumenta anche la quantità di ossigeno necessaria per raggiungere la temperatura di gassificazione selezionata. Questo è dovuto sia al calore latente necessario per il riscaldamento dei reagenti, sia per la natura endotermica delle reazioni di gassificazione e di Boudouard, ed è più marcato nel caso di gassificazione con CO₂, essendo la reazione di

Bouduard la più esotermica delle due. Questo si traduce in una presenza sempre più consistente di specie completamente ossidate (CO₂ e H₂O) nel syngas. La cold gas efficiency varia di conseguenza, diminuendo all'aumentare del rapporto O₂/C, risultando leggermente inferiore nel caso di gassificazione con CO₂.

Come atteso, il syngas prodotto dalla gassificazione con CO₂ risulta più ricco di CO e più povero di H₂ rispetto a quello ottenuto dalla gassificazione con H₂O. Da sottolineare, infine, come per entrambe le temperature, nei casi senza utilizzo di H₂O e CO₂ (rapporti CO₂/C e H₂O/C uguali a 0) la conversione del carbonio all'equilibrio chimico risulta incompleta.

In questa analisi non si è tenuto conto degli aspetti cinetici del processo di gassificazione. La reazione di gassificazione con vapore è più veloce rispetto a quella con CO₂, tuttavia alle temperature tipiche dei gassificatori a letto trascinato il processo di gassificazione è limitato dal trasporto molecolare piuttosto che dalle cinetiche di reazione [1]. Di conseguenza non sono attese differenze significative tra i due casi per quanto concerne il dimensionamento del gassificatore.

Temp. di gassifi- cazione °C	Rapporti molari in alimentazione			Composizione syngas %mol.					Cold Gas Efficiency %
	CO ₂ /C	H ₂ O/C	O ₂ /C	C	CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	
1300	0	0	0.319	18.78	50.96	0.47	25.1	0.68	87.76
	0.1	0	0.416	0	70.69	1.35	23.27	1.28	86.13
	0.2	0	0.430	0	68.02	5.65	18.79	4.51	85.03
	0.5	0	0.465	0	59.32	18.42	10.39	9.33	81.68
	0	0.1	0.405	0	64.89	0.69	29.71	0.91	86.20
	0	0.2	0.414	0	58.09	3.32	30.45	5.03	85.14
	0	0.5	0.434	0	43.51	8.34	29.35	16.26	82.25
1500	0	0	0.383	9.18	60.76	0.15	26.02	0.23	85.15
	0.1	0	0.441	0	69.30	2.64	21.78	3.08	83.43
	0.2	0	0.456	0	66.74	6.91	16.87	6.48	82.06
	0.5	0	0.498	0	57.62	20.12	8.60	11.14	77.82
	0	0.1	0.433	0	63.65	1.76	28.46	2.91	83.50
	0	0.2	0.441	0	57.29	4.10	28.14	7.46	82.25
	0	0.5	0.468	0	43.19	8.65	26.19	19.44	78.55

Tabella 1 – Risultati dell'analisi termodinamica sulla gassificazione di carbone a diversi rapporti H₂O/C e CO₂/C e a diversa temperatura di reazione.

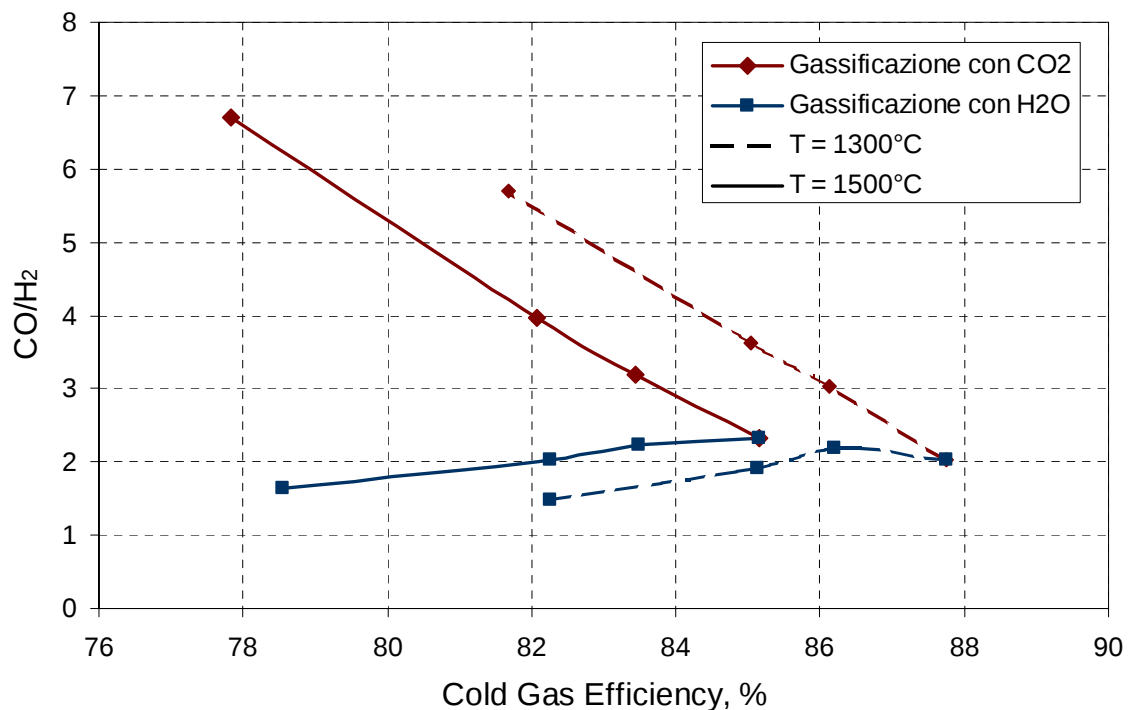


Figura 1 – Risultati dell'analisi termodinamica sulla gassificazione di carbone a diversi rapporti $\text{H}_2\text{O}/\text{C}$ e CO_2/C e a diversa temperatura.

3.2 Applicazione della gassificazione con CO_2 in impianti IGCC

Sulla base di considerazioni qualitative e tenuto conto dei risultati dell'analisi termodinamica appena presentata è possibile fare le seguenti considerazioni relative ad un possibile impiego della gassificazione con CO_2 in impianti IGCC:

- La gassificazione con CO_2 può avere senso solo se applicata ad un impianto con cattura dell'anidride carbonica, mentre non sembra giustificata una cattura parziale per il solo utilizzo nel gassificatore. Non sono infatti attesi particolari vantaggi nel processo di gassificazione dalla sostituzione del vapore come agente gassificante. Si prevede al contrario un leggero svantaggio legato alla minore cold gas efficiency ottenibile a pari rapporti CO_2/C e $\text{H}_2\text{O}/\text{C}$. Un vantaggio potrebbe quindi verificarsi solo se il rapporto CO_2/C necessario per la gassificazione fosse inferiore rispetto a quello $\text{H}_2\text{O}/\text{C}$. Tuttavia, la portata di vapore richiesta in gassificatori alimentati a secco (tipo Shell) è già molto ridotta e la CO_2 potrebbe avere un minore effetto gassificante rispetto al vapore per i motivi cinetici citati in precedenza.

- Un syngas ricco di CO, quale quello prodotto dalla gassificazione con CO₂, è termodinamicamente sfavorito in un processo classico di cattura pre-combustione con reattori di water gas shift e successivo assorbimento della CO₂. Una maggiore quantità di CO nel syngas richiede infatti un maggiore avanzamento della reazione esotermica di water gas shift, con conseguente penalizzazione sia per la minore cold gas efficiency ottenuta, sia per la maggiore portata di vapore da estrarre dalla turbina per la reazione di shift. L'utilizzo di CO₂ come agente gassificante appare quindi sensato solo in impianti con ossicombustione del syngas. In impianti di questo tipo, basati su gassificatori caricati a secco, un flusso di CO₂ in ingresso al gassificatore deve in ogni caso essere considerato per il caricamento del carbone, non essendo utilizzabile l'azoto che diluirebbe inutilmente la CO₂ nei prodotti dell'ossicombustione finale.

4 Impianti analizzati

In questo paragrafo vengono descritti e analizzati gli impianti basati su IGCC con gassificazione con CO_2 . Le prestazioni di questi impianti sono confrontate con quelle di schemi IGCC con e senza cattura della CO_2 , basati sulle tecnologie più ampiamente studiate in letteratura. L'impianto IGCC di riferimento utilizza un gassificatore di tipo Shell, tecnologia di grande successo adottata come riferimento in diversi altri studi per le alte efficienze potenzialmente raggiungibili. Per l'impianto IGCC con cattura della CO_2 , è stato considerato un sistema con cattura pre-combustione della CO_2 da un syngas "shiftato" a base di idrogeno, tramite assorbimento fisico con Selexol. Anche questa soluzione appare come la più promettente per la cattura della CO_2 in impianti IGCC, non richiedendo, tra le altre cose, lo sviluppo di componenti insoliti alla odierna pratica industriale.

Come anticipato in precedenza, la soluzione più sensata per l'applicazione della gassificazione con CO_2 è rappresentata da cicli con ossi-combustione del syngas. Verrà di conseguenza svolto uno studio termodinamico di questa configurazione impiantistica, con analisi di sensitività al variare della portata e del tipo di flusso gassificante utilizzato.

4.1 IGCC senza cattura

L'impianto IGCC scelto come riferimento è basato su un gassificatore Shell, tecnologia in grado di garantire alte efficienze grazie all'elevata cold gas efficiency che lo caratterizza. Lo schema di impianto è riportato in Fig.2. Il gassificatore è alimentato a secco tramite lock-hoppers ad azoto e utilizza, principalmente come moderatore di temperatura, un flusso di vapore estratto dalla turbina di alta pressione. L'ossigeno per la gassificazione è prodotto con una purezza del 95% in un ASU con configurazione a doppio reboiler e pompaggio dell'ossigeno liquido che consuma 325 kWh/t O_2 [2]. Per assicurare una maggiore flessibilità di utilizzo, l'ASU non è integrato con l'isola di potenza e tutta l'aria in ingresso è compressa da compressori spinti da motori elettrici. Le pareti del gassificatore, parzialmente isolate dallo slag che percola verso il basso del reattore, sono membranate e raffreddate evaporando vapore di alta pressione. Il syngas prodotto nel gassificatore alla temperatura di 1550°C è raffreddato prima a 900°C con ricircolo di syngas freddo e poi in syngas coolers con produzione di vapore di alta pressione. Il syngas è quindi inviato a 200°C in uno scrubber per la rimozione delle polveri e degli inquinanti solubili in acqua, riscaldato per consentire l'idrolisi del COS ad H_2S e quindi raffreddato per la rimozione dello zolfo in un ciclo MDEA. Il syngas purificato è quindi preriscaldato e umidificato in un saturatore,

ulteriormente riscaldato a 250°C e inviato al combustore della turbina a gas. L'umidificazione del syngas e la diluizione con azoto sono utili per abbassare la temperatura stechiometrica di fiamma e ridurre la produzione di NO_x . Il ciclo combinato adottato è basato sulla turbina Siemens SGT5-4000F, funzionante a pari β e TIT del caso a gas naturale, con regolazione della portata d'aria tramite VGV, per mantenere il corretto valore della portata ridotta in ingresso in turbina [3]. Il ciclo a vapore a recupero è un ciclo a 2 livelli di pressione con RH, sufficiente per un buon recupero termico considerata la grande quantità di acqua da riscaldare nell'economizzatore, legata alla produzione di vapore nei syngas coolers. Per evitare condense acide al camino legate alla presenza, seppur estremamente ridotta, di ossidi di zolfo, la temperatura minima al camino è stata posta pari a 115°C , rendendo necessaria l'adozione di un rigeneratore di bassa pressione con spillamento dalla turbina per preriscaldare l'acqua richiesta dal ciclo. L'impianto è basato su due linee di gassificazione che alimentano due turbine a gas e un'unica turbina a vapore. Le principali assunzioni adottate per il calcolo dell'impianto sono riportate in Tab.2.

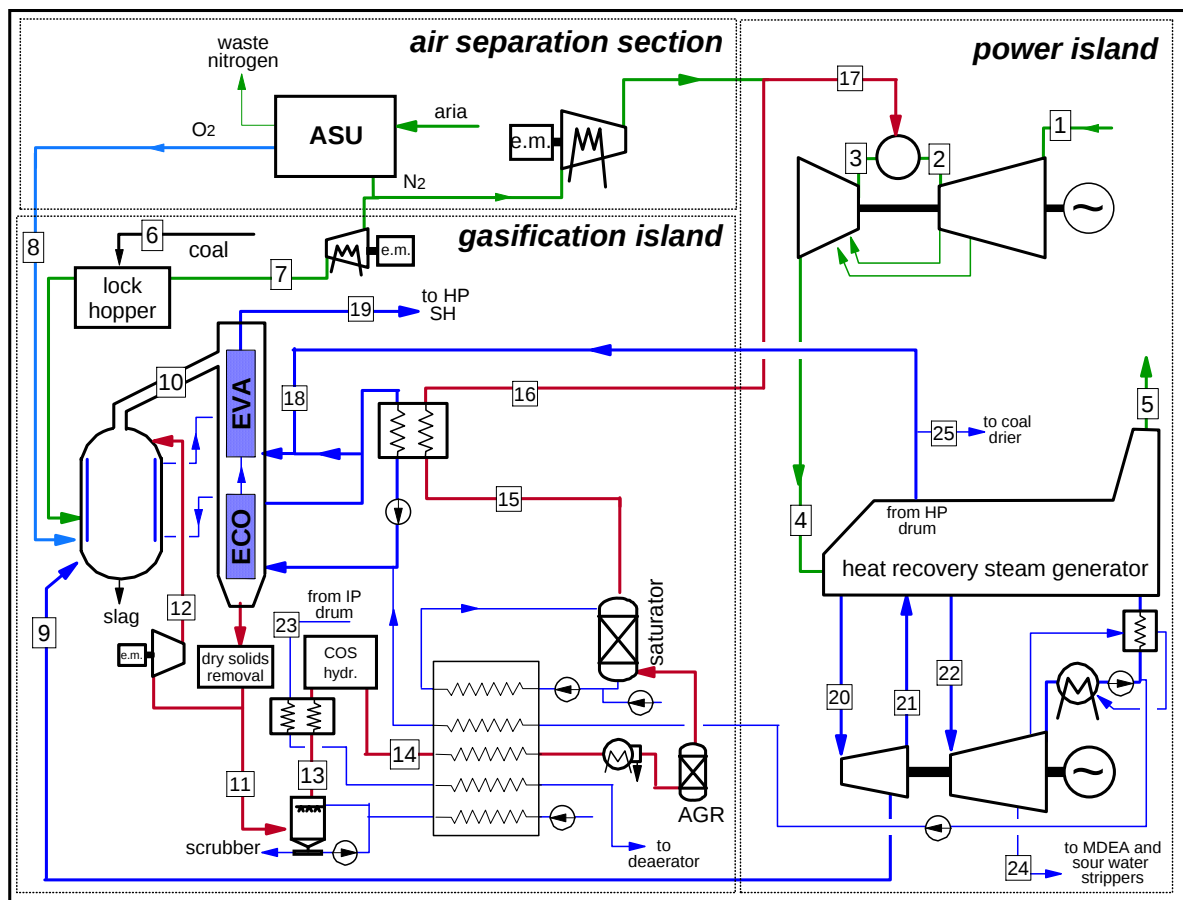


Figura 2 – Schema dell'impianto IGCC di riferimento senza cattura della CO_2

I risultati del calcolo dell'IGCC di riferimento senza cattura della CO₂ sono riportati nelle tabelle 3 e 4, per quanto riguarda il bilancio energetico e le caratteristiche dei flussi principali. Il rendimento netto calcolato, pari al 47.66% è superiore rispetto ai valori mediamente citati in letteratura per gli IGCC, ma occorre ricordare che in questo caso si adottano contemporaneamente: (i) un processo di gassificazione e di trattamento del gas di sintesi notoriamente molto efficiente; (ii) un ciclo di potenza avanzato con turbina a gas allo stato dell'arte e ciclo a vapore a recupero ottimizzato e (iii) un carbone di alta qualità a basso contenuto di zolfo. Le emissioni specifiche di CO₂ sono pari a 732 g/kWh, mentre per gli NO_x si prevedono emissioni ridotte senza la necessità di sistemi di abbattimento SCR, considerata la ridotta temperatura stechiometrica di fiamma (pari a circa 2220 K), conseguenza della diluizione del combustibile con azoto e acqua.

<i>Carbone</i>	
Composizione, % wt.	64.4 C, 3.95 H, 7.40 O, 1.49 N, 0.85 S, 9.20 H ₂ O, 12.67 Ceneri
PCI, MJ/kg	25.71
PCS, MJ/kg	24.62
<i>Gassificatore</i>	
Pressione di gassificazione, bar	44
Temperatura di gassificazione, °C	1550
Perdite termiche dal gassificatore, % LHV	0.7
Acqua HP per l'asciugatura del carbone, kJ per kg H ₂ O evaporata	2950
H ₂ O nel carbone dopo asciugatura, % wt.	2
Conversione del carbonio, %	99.0
Vapore al gassificatore, kg _{H2O} /kg _{carbone}	0.06
Pressione del vapore al gassificatore, bar	48
Pressione dell'ossigeno al gassificatore, bar	48
Temperatura dell'ossigeno al gassificatore, °C	15
Calore ceduto al vapore nelle pareti membranate, % LHV	2
Pressione N ₂ ai lock hoppers, bar	88
Temperatura N ₂ ai lock hoppers, °C	80
N ₂ ai lock hoppers, kg/kg _{dry-coal}	0.22
<i>Ausiliari</i>	
Polverizzatori e gestione carbone, kJ _e /kg _{coal}	50
Gestione slag, kJ _e /kg _{ash}	100
BOP, % LHV	0.15
<i>ASU</i>	
Purezza ossigeno, % mol.	95
Pressione O ₂ , bar	48
Pressione N ₂ , bar	1.2
Temperatura di O ₂ ed N ₂ , °C	15
Consumo elettrico, kWh/t _{O2}	325
<i>continua</i>	

<i>Syngas quench</i>	900
Temperatura di raffreddamento del syngas, °C	200
Temperatura del syngas ricircolato, °C	75
Rendimento politropico del fan di ricircolo, %	92
Rendimento meccanico/elettrico del fan di ricircolo, %	
<i>Rimozione H_2S (MDEA)</i>	
Temperatura operativa idrolizzatore COS, °C	180
H_2S rimossa, %	99.2
Temperatura della colonna di assorbimento, °C	35
CO_2 rimossa, moli CO_2 /mole H_2S	1.1
Consumo di vapore (al netto dell'impianto Claus), MJ di vapore a 6 bar per kg di H_2S rimossa	16
Ausiliari per la rimozione e il recupero dello zolfo, MJ _e /kg H_2S	1.0
<i>Sour water stripper</i>	
Consumo vapore LP, kJ per MJ _{LHV} di carbone	12
<i>Turbogas</i>	
Temperatura massima del syngas al combustore, °C	250
Rapporto tra pressioni di combustibile e aria al combustore	1.2
TIT, °C	1335
<i>Ciclo a vapore a recupero</i>	
Perdite di carico gas in caldaia, kPa	3
Perdite termiche, % del calore scambiato	0.7
Livelli di pressione, bar	130/36
Temperatura vapore SH/RH, °C	565
ΔT di pinch point, °C	10
ΔT di sub-cooling, °C	5
Minimo ΔT acqua-syngas nei syngas coolers, °C	20
Perdite di carico negli economizzatori HP/IP/LP, bar	25/10/5
Perdite di carico in SH/RH, %	8
Pressione di condensazione, bar	0.04
Minima temperatura al camino, °C	115
Velocità di rotazione della turbina, RPM	3000
Velocità periferica dell'ultimo stadio di turbina, m/s	550
Velocità del vapore allo scarico della turbina, m/s	220
Numero di flussi di bassa pressione	2
Rendimento meccanico della turbina, %	99.5
Rendimento elettrico dell'alternatore, %	98.7
Consumo ausiliari per il condensatore, MJ _e /MJ _{th}	0.01

Tabella 2 – Assunzioni per il calcolo dell'impianto IGCC di riferimento
senza cattura della CO_2 .

Potenze elettriche, MW _e	
Turbogas	659.4
Ausiliari turbogas	-2.34
Turbina a vapore	420.6
Pompe ciclo a vapore	-6.53
ASU	-72.15
Compressore azoto di diluizione	-69.13
Compressori azoto per lock-hoppers	-9.11
Fan per ricircolo syngas	-2.40
Ausiliari per dissipazione calore	-5.86
Polverizzatori e gestione carbone	-3.57
Gestione ceneri	-0.98
Ausiliari per rimozione H ₂ S	-0.69
BOP	-2.85
Potenza netta, MW _e	904.4
Carbone entrante LHV, MW _{th}	1897.6
CGE, %	78.14
Rendimento netto LHV, %	47.66
Emissioni specifiche di CO ₂ , g/kWh	732.1

Tabella 3 – Prestazioni dell'impianto IGCC di riferimento senza cattura della CO₂.

Punti	T °C	p bar	G kg/s	Composizione molare, %							
				CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	H ₂ S	Ar	N ₂	O ₂
1	15.0	1.01	546.3	0.00	0.03	0.00	1.03	0.00	0.92	77.28	20.74
2	406.7	17.06	420.8	0.00	0.03	0.00	1.03	0.00	0.92	77.28	20.74
3	1395.3	16.54	579.0	0.00	10.38	0.00	6.51	0.00	0.84	73.83	8.44
4	590.1	1.04	704.5	0.00	8.50	0.00	5.52	0.00	0.86	74.46	10.66
5	115.0	1.01	704.5	0.00	8.50	0.00	5.52	0.00	0.86	74.46	10.66
6	15.0		35.71	carb.essiccato,%wt: 69.5 C, 0.9 S, 1.6 N, 4.3 H, 8.0 O, 2.0 H ₂ O, 13.7 ash							
7	80.0	88.00	7.86	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	100	0.00
8	15.0	48.00	32.65	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.09	1.91	95.00
9	415.8	48.00	2.14	0	0	0	100	0	0	0	0
10	900.0	44.00	149.2	59.20	2.60	23.28	3.99	0.31	0.95	9.67	0.00
11	200.0	41.83	73.22	59.20	2.60	23.28	3.99	0.31	0.95	9.67	0.00
12	210.7	44.44	75.97	59.20	2.60	23.28	3.99	0.31	0.95	9.67	0.00
13	138.0	40.99	76.05	56.52	2.48	22.22	8.34	0.30	0.91	9.23	0.00
14	180.0	40.17	76.05	56.52	2.48	22.22	8.34	0.30	0.91	9.23	0.00
15	141.4	37.04	76.43	55.78	2.13	21.93	10.15	0.00	0.90	9.11	0.00
16	250.0	35.93	76.43	55.78	2.13	21.93	10.15	0.00	0.90	9.11	0.00
17	242.1	20.47	158.2	30.48	1.17	11.98	5.54	0.00	0.49	50.34	0.00
18	330.8	130.0	99.04	0	0	0	100	0	0	0	0
19	332.0	130.0	120.5	0	0	0	100	0	0	0	0
20	561.0	119.6	136.7	0	0	0	100	0	0	0	0
21	374.9	36.00	133.2	0	0	0	100	0	0	0	0
22	563.8	33.12	139.0	0	0	0	100	0	0	0	0
23	244.2	36.00	27.7	0	0	0	100	0	0	0	0
24	314.6	6.00	6.89	0	0	0	100	0	0	0	0
25	330.8	130.0	6.55	0	0	0	100	0	0	0	0

Tabella 4 – Temperatura, pressione, portata e composizione dei principali flussi dell'impianto IGCC di riferimento senza cattura della CO₂, con riferimento alla Fig.2.

4.2 IGCC con cattura pre-combustione mediante assorbimento fisico

L'impianto IGCC con cattura della CO_2 , rappresentato in Fig.3, differisce da quello di riferimento senza cattura principalmente per la presenza dei reattori di Water Gas Shift (WGS), attraverso i quali il monossido di carbonio è convertito in H_2 e CO_2 , e del processo di separazione della CO_2 dal gas di sintesi. Per migliorare il recupero termico dalle reazioni esotermiche di shift, sono utilizzati due reattori WGS: il primo reattore, raffreddato, operante a più alta temperatura consente una prima conversione del CO e un recupero termico con produzione di vapore di alta pressione; il secondo reattore opera a bassa temperatura e completa la conversione del monossido di carbonio.

La rimozione dei gas acidi dal syngas è effettuata tramite assorbimento fisico con Selexol in un processo a due stadi che consente una cattura selettiva di H_2S e CO_2 . Il syngas in ingresso al processo entra nell'assorbitore dell' H_2S dove viene a contatto con un flusso di

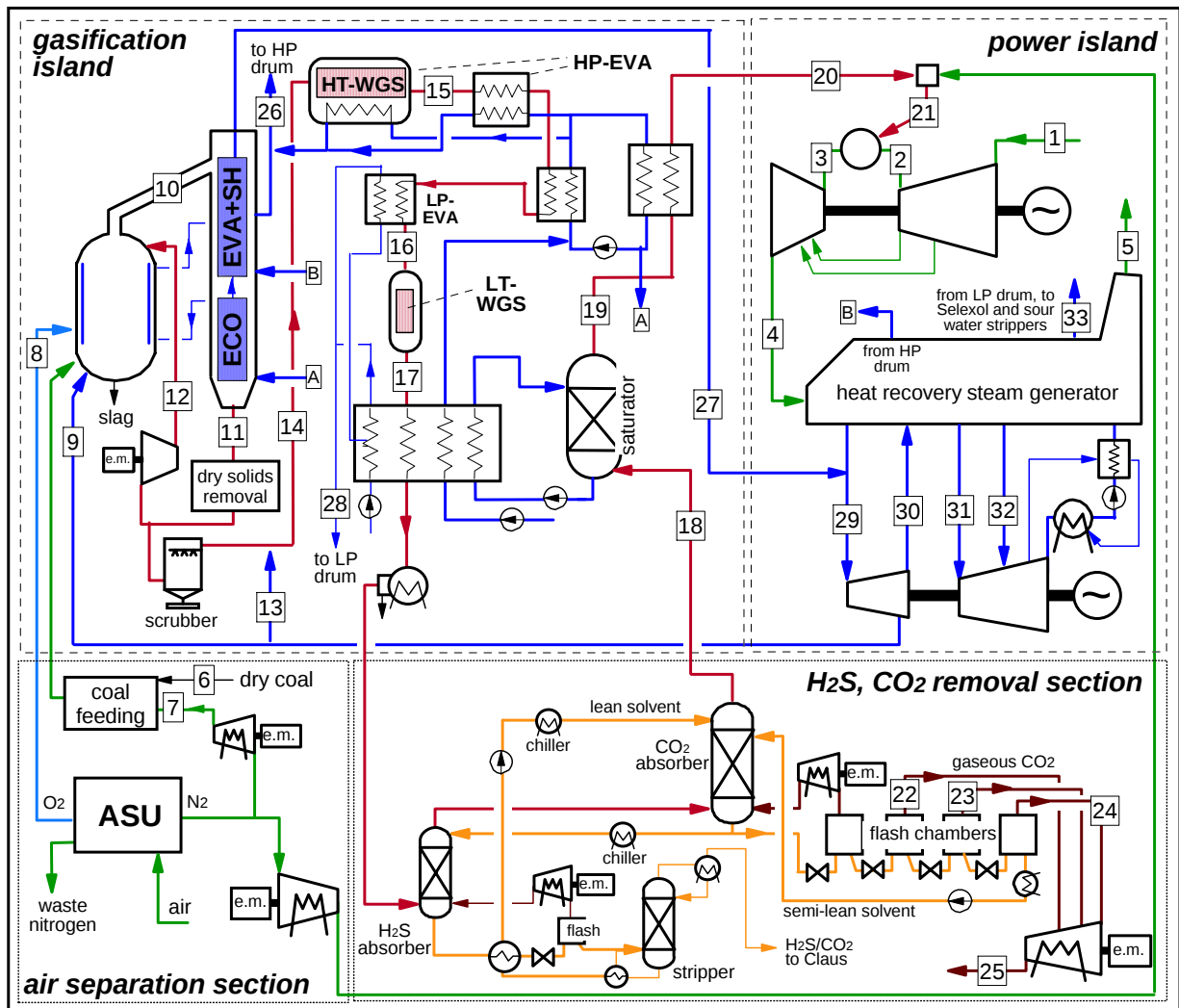


Figura 3 – Schema dell'impianto IGCC con cattura pre-combustione della CO_2

solvente proveniente dall'assorbitore della CO₂, preventivamente refrigerato con un ciclo frigorifero esterno alla temperatura di 0°C. Dalla testa della colonna esce il gas purificato dall'H₂S, che è inviato alla seconda colonna di assorbimento alimentata con due flussi di liquido: il primo (l'85% della portata complessiva) è il solvente semi-lean parzialmente puro immesso al secondo piatto della colonna, il secondo è il solvente lean ben purificato nello stripper, refrigerato a 0°C e immesso in testa alla colonna. Il liquido in uscita dalla colonna di assorbimento della CO₂ è quindi in parte immesso nell'assorbitore dell'H₂S e in parte inviato in quattro camere di flash dalle quali esce parzialmente depurato. Il flusso gassoso liberato nel primo flash, ricco di idrogeno, è ricircolato nell'assorbitore, mentre i flussi ricchi di CO₂ liberati nei flash successivi sono inviati alla compressione finale. Dal fondo del primo assorbitore esce il liquido ricco dell'H₂S destinato allo stripper dopo lo scambiatore rigenerativo e dopo il flash per il ricircolo del gas ricco di idrogeno e anidride carbonica. Questa operazione consente di purificare parzialmente il liquido dalla CO₂, aumentando la purezza finale dell'H₂S rilasciata nello stripper (un flusso di H₂S a bassa purezza richiede infatti un trattamento più complesso e dispendioso nel Claus, come la combustione dell'H₂S con ossigeno anziché con aria per raggiungere la temperatura di fusione dello zolfo). Lo stripper è dotato di un reboiler, alimentato con vapore di bassa pressione, per la generazione del vapore che nella colonna funge da agente strippante. Nel processo di rimozione di CO₂ e H₂S vengono quindi generati tre flussi: (i) il syngas depurato da H₂S e CO₂, (ii) un flusso di H₂S e CO₂ inviato all'impianto Claus (la CO₂ andrà poi dispersa in atmosfera) e (iii) il flusso di CO₂ allo stoccaggio.

Il syngas povero di CO₂ in uscita dalla sezione di assorbimento è umidificato in un saturatore, preriscaldato e ulteriormente diluito con azoto prima di essere bruciato nella turbina a gas. La quantità di azoto inviata al combustore è tale da ottenere una temperatura stechiometrica di fiamma di 2220 K, uguale a quella ottenuta per l'IGCC di riferimento senza cattura. Una riduzione di tale temperatura è possibile con una maggiore diluizione, che tuttavia porterebbe penalizzazioni in termini di rendimento, oltre che richiedere un compressore di azoto di maggiori dimensioni. La TIT in turbina a gas è stata ridotta a 1325°C (10°C in meno rispetto al valore di progetto del ciclo combinato), per mantenere la stessa temperatura di pala del caso con combustione di gas naturale, con la medesima portata di aria refrigerante. La correzione della TIT è resa necessaria dalla mutata composizione dei gas combusti, che essendo più ricchi di H₂O hanno un coefficiente di scambio termico superiore. Anche in questo caso il rapporto di compressione è mantenuto al valore nominale

della turbina SGT5-4000F e la portata di aria aspirata dal compressore è regolata tramite VGV, per mantenere il corretto valore della portata ridotta in ingresso in turbina. Considerata la rimozione più spinta di H_2S che si verifica in questo caso rispetto all'IGCC senza cattura, la temperatura minima dei gas a camino è stata posta pari a $100^\circ C$.

L'impianto è basato su due linee di gassificazione che alimentano due turbine a gas e un'unica turbina a vapore. Le assunzioni aggiuntive per il calcolo di questo impianto, relative ai reattori di shift e al ciclo Selexol sono riportate in Tab.5.

<i>Reattori di Water Gas Shift</i>	
Rapporto S/C all'ingresso del primo reattore	1.5
Perdite di carico in ciascun reattore, %	2
Temperatura all'uscita del reattore di alta temperatura, $^\circ C$	400
Temperature all'uscita del reattore di bassa temperatura, $^\circ C$	210
<i>Assorbimento con Selexol</i>	
Contenuto di acqua nel solvente, % wt.	3
Numero piatti ideali delle colonne di assorbimento di H_2S/CO_2	12/8
Numero piatti ideali dello stripper	5
Rapporto L/G (massico) nelle colonne di assorbimento di H_2S/CO_2	1.1/11.6
Pressioni flash assorbitore della CO_2 , bar	15/8/3.5/1.5
Pressione flash assorbitore H_2S , bar	8
Potenza termica al reboiler, MW_{th}	27
Pressione del vapore al reboiler, bar	6
COP frigoriferi per refrigerazione solvente, kJ_f/kJ_e	5
Rendimento idraulico pompe, %	80
Rendimento meccanico-elettrico pompe, %	94
<i>Compressione della CO_2</i>	
Numero di stadi inter-refrigerati	5
Temperatura di inter-refrigerazione, $^\circ C$	25
Perdite di carico inter-refrigeratori, %	1
Pressione uscita ultimo compressore, bar	90
Pressione uscita pompa, bar	150
Rendimento isentropico compressori, %	82
Rendimento elettro-meccanico compressori, %	94
Rendimento isentropico pompa, %	75
Rendimento elettro-meccanico pompa, %	92

Tabella 5 – Assunzioni aggiuntive per il calcolo dell'impianto IGCC con cattura pre-combustione della CO_2 .

Il bilancio di potenza e le caratteristiche nei punti fondamentali del ciclo sono riportati in tab.6 e tab.7. Il rendimento calcolato per questo impianto è pari al 38.38%, con 9.3 punti percentuali di penalizzazione rispetto all'IGCC di riferimento senza cattura. Nel ciclo Selexol vengono catturati il 99.9% dell' H_2S e il 94.6% della CO_2 entranti. Le emissioni di CO_2 , derivanti da CO_2 non catturata nell'assorbitore, da CO non convertito nei reattori WGS

e da CO₂ inviata all'impianto Claus, sono pari a 82.3 g/kWh, l'11.2% di quelle dall'IGCC di riferimento. Oltre all'ASU, al compressore per l'azoto di diluizione e alla compressione della CO₂, un consumo significativo deriva dalle pompe di circolazione del solvente e dai compressori di ricircolo dell'unità di assorbimento Selexol.

Nel confronto con l'impianto senza cattura (tab.4) appare evidente il ben più elevato consumo di carbone (2066 MW contro 1898), o, in altri termini, la diminuzione di cold gas efficiency (69.6 vs. 78.1%), attribuibili alla conversione termica nei reattori di shift che produce calore a spese del potere calorifico del syngas (le ipotesi di calcolo impongono infatti che la taglia dell'impianto sia determinata dalle caratteristiche geometriche della turbina a gas: la potenza termica entrante nel turbogas resta all'incirca costante e la perdita di LHV del combustibile va compensata da un maggior input di carbone). Tutto ciò, insieme ai già discussi consumi degli ausiliari, giustifica una notevole perdita di rendimento netto.

Potenze elettriche, MW _e	
Turbogas	650.8
Ausiliari turbogas	-2.31
Turbina a vapore	385.5
Pompe ciclo a vapore	-7.54
ASU	-78.58
Compressore azoto di diluizione	-55.90
Compressori azoto per lock-hoppers	-9.92
Fan per ricircolo syngas	-2.62
Ausiliari unità di assorbimento Selexol	-28.48
Compressione CO ₂	-44.42
Ausiliari per dissipazione calore	-5.64
Polverizzatori e gestione carbone	-3.88
Gestione ceneri	-1.06
BOP	-3.10
Potenza netta, MW _e	792.9
Carbone entrante LHV, MW _{th}	2066.2
CGE, %	69.63
Rendimento netto LHV, %	38.38
CO ₂ catturata, %	90.76
Emissioni specifiche di CO ₂ , g/kWh	82.3

Tabella 6 – Prestazioni del caso IGCC con cattura pre-combustione.

Punti	T °C	p bar	G kg/s	Composizione molare, %							
				CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	H ₂ S	Ar	N ₂	O ₂
1	15.0	1.01	566.8	0.00	0.03	0.00	1.03	0.00	0.92	77.28	20.74
2	406.7	17.06	566.8	0.00	0.03	0.00	1.03	0.00	0.92	77.28	20.74
3	1384.8	16.54	538.6	0.00	0.88	0.00	17.34	0.00	0.87	72.47	8.44
4	570.2	1.04	663.5	0.00	0.72	0.00	14.45	0.00	0.88	73.33	10.62
5	100.0	1.01	663.5	0.00	0.72	0.00	14.45	0.00	0.88	73.33	10.62
6	15.0		38.88	carbone essiccato (%wt): 69.5 C, 0.9 S, 1.6 N, 4.3 H, 8.0 O, 2.0 H ₂ O, 13.7 ceneri							
7	80.0	88.00	8.55	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	100	0.00
8	15.0	48.00	35.55	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.09	1.91	95.00
9	398.2	48.00	2.33	0	0	0	100	0	0	0	0
10	900.0	44.00	162.5	59.20	2.60	23.27	4.00	0.31	0.95	9.67	0.00
11	200.0	41.83	162.5	59.20	2.60	23.27	4.00	0.31	0.95	9.67	0.00
12	210.7	44.44	82.75	59.20	2.60	23.27	4.00	0.31	0.95	9.67	0.00
13	398.2	48.0	54.60	0	0	0	100	0	0	0	0
14	246.5	40.99	137.40	31.37	1.38	12.33	49.13	0.16	0.50	5.13	0.00
15	400.0	40.17	137.40	4.20	28.55	39.50	21.96	0.16	0.50	5.13	0.00
16	210.0	38.98	137.40	4.20	28.55	39.50	21.96	0.16	0.50	5.13	0.00
17	248.5	38.20	137.40	0.80	31.95	42.90	18.56	0.16	0.50	5.13	0.00
18	6.38	36.32	23.43	1.56	3.37	84.13	0.25	0.00	0.99	9.70	0.00
19	141.4	35.60	30.62	1.40	3.02	75.43	10.56	0.00	0.89	8.70	0.00
20	250.0	34.88	30.62	1.40	3.02	75.43	10.56	0.00	0.89	8.70	0.00
21	242.8	20.5	96.76	0.87	1.87	46.80	6.56	0.00	0.55	43.35	0.00
22	24.16	8.00	28.20	0.09	96.07	1.25	0.48	0.00	0.37	1.72	0.00
23	19.18	3.50	40.54	0.01	98.87	0.03	0.85	0.01	0.07	0.18	0.00
24	16.32	1.50	21.15	0.00	98.28	0.00	1.68	0.01	0.01	0.01	0.00
25	25.00	150.0	89.55	0.03	98.76	0.41	0.00	0.01	0.15	0.64	0.00
26	331.0	130.0	146.8	0	0	0	100	0	0	0	0
27	550.0	130.0	16.32	0	0	0	100	0	0	0	0
28	159.0	6.0	10.26	0	0	0	100	0	0	0	0
29	541.4	119.6	167.9	0	0	0	100	0	0	0	0
30	358.4	36.00	109.3	0	0	0	100	0	0	0	0
31	544.0	33.12	115.3	0	0	0	100	0	0	0	0
32	300.0	5.52	6.63	0	0	0	100	0	0	0	0
33	158.8	6.00	10.5	0	0	0	100	0	0	0	0

Tabella 7 – Temperatura, pressione, portata e composizione dei principali flussi dell'impianto IGCC con cattura pre-combustione tramite assorbimento fisico., con riferimento alla Fig.3.

4.3 IGCC con ossicombustione e impiego di CO₂

Lo schema dell'impianto IGCC basato sul gassificatore alimentato con CO₂ è rappresentato in Fig.4. Per quanto riguarda le condizioni operative, il gassificatore adottato è analogo al gassificatore Shell convenzionale utilizzato nei casi precedenti. Le differenze risiedono quindi solamente nell'utilizzo di CO₂ come moderatore della temperatura e nel sistema di caricamento del carbone, nel quale anziché azoto è utilizzata CO₂ con medesima

portata volumetrica per kg di carbone alimentato. Il gassificatore è fortemente integrato con le altre sezioni dell'impianto: la CO_2 per il caricamento del carbone è infatti estratta a 90 bar dalla mandata dell'ultimo compressore per la compressione finale della CO_2 , mentre il flusso per la moderazione della temperatura è estratto dalla mandata del compressore del ciclo a gas. Questo livello di integrazione consente di limitare il numero di componenti da installare e di utilizzare turbomacchine di maggiori dimensioni e quindi di maggiore efficienza.

Il syngas prodotto nel gassificatore, dopo raffreddamento a 900°C tramite miscelazione di syngas freddo ricircolato, è raffreddato con produzione di vapore di alta pressione e quindi inviato ad uno scrubber per la rimozione delle polveri. Il syngas in uscita dallo scrubber a circa 150°C è riscaldato a 180°C tramite acqua estratta dal corpo cilindrico di media pressione dell'HRSG, e inviato all'idrolizzatore per la conversione ad H_2S del COS. Dopo raffreddamento, il syngas è depurato dall' H_2S in un processo di assorbimento chimico con MDEA. In linea di principio sarebbe possibile evitare di rimuovere dal syngas i composti dello zolfo, non essendoci nell'impianto un vero e proprio camino verso l'ambiente. Una

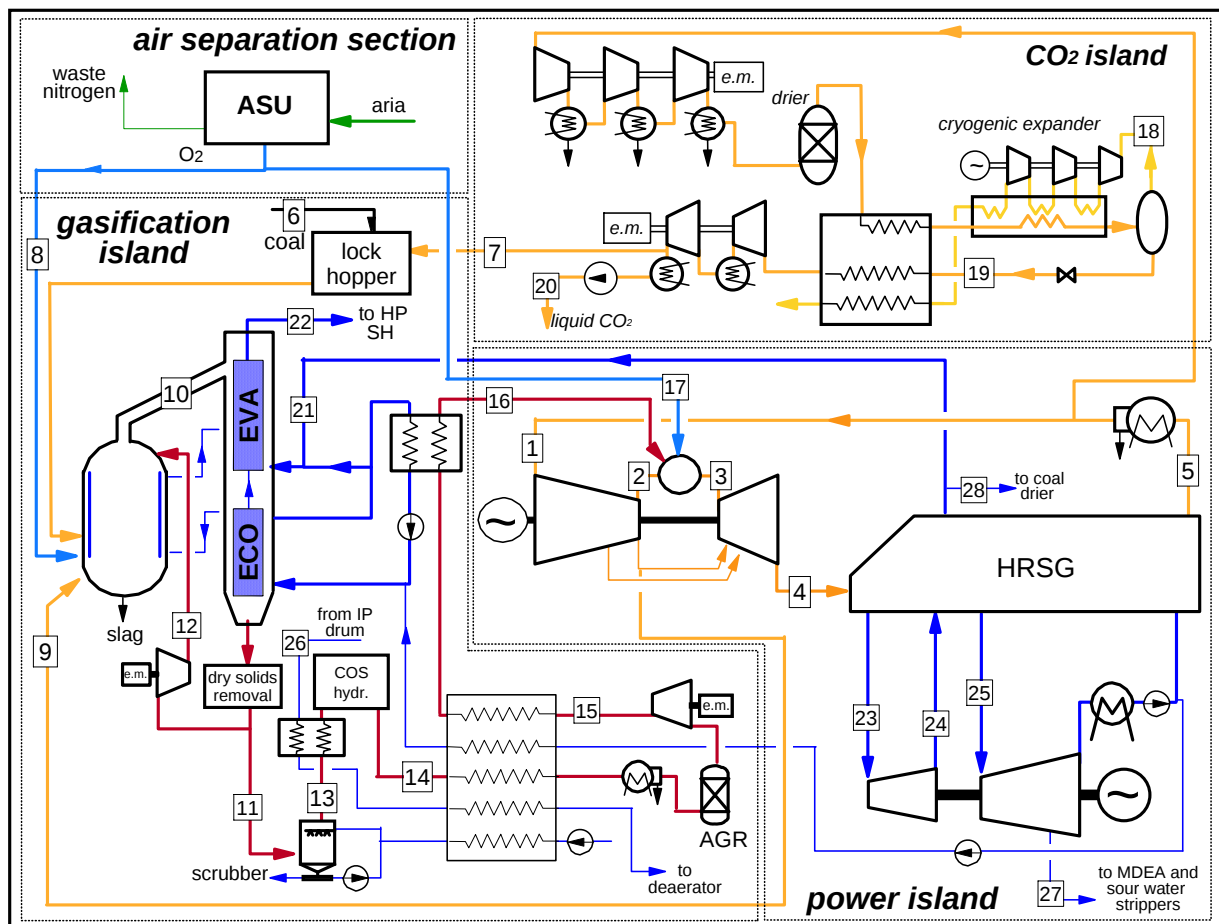


Figura 4 – Schema dell'impianto IGCC con gassificazione con CO_2 e ossicombustione del syngas in ciclo a gas semi-chiuso.

rimozione di tali composti sembra tuttavia consigliabile sia per evitare fenomeni di corrosione calda e fredda in turbina a gas e nella caldaia a recupero, favoriti dall'accumulo di SO₂ dovuto al ricircolo del ciclo a gas, sia per aumentare la purezza della CO₂ finale prodotta per la quale potrebbero non essere accettato un elevato contenuto di SO₂.

Il syngas depurato dallo zolfo è inviato ad un compressore che porta il combustibile ad una pressione adeguata per l'iniezione nel combustore della turbina a gas. Il turbogas dell'impianto è basato su un ciclo semi-chiuso nel quale parte dei gas combusti generati, dopo recupero termico e condensazione dell'acqua, sono riciclati con un compressore per moderare la temperatura dei gas all'uscita del combustore e per il raffreddamento delle pale della turbina. Il ciclo termodinamico si configura pertanto come un ciclo semi-chiuso a CO₂-H₂O, un fluido prevalentemente tri-atomico con proprietà termodinamiche completamente diverse dall'aria (o gas combusti, quindi prevalentemente bi-atomici) con cui operano le normali turbine a gas. La differenza più importante è forse quella relativa al diverso rapporto di compressione necessario per ottenere una pari variazione di temperatura a cavallo del compressore e della turbina (si ricorda che il rendimento di un ciclo termodinamico è correlato alla storia delle temperature e non delle pressioni!). A causa della diversa complessità molecolare, con CO₂-H₂O è necessario un rapporto di compressione assai più elevato per ottenere un'analoga forma del ciclo e quindi un analogo rendimento (operare un ciclo ad ossi-combustione a pari rapporto di compressione comporterebbe un'elevata penalizzazione termodinamica). Deve essere evidenziata, inoltre, la criticità del sistema di raffreddamento delle pale di turbina dovuto sia alla maggiore complessità molecolare del fluido espanso, sia alla maggiore pressione di ingresso in turbina, che aumentano il coefficiente di scambio termico del fluido di lavoro ben al di sopra dei valori tipici delle turbine a gas tradizionali [4] (il coefficiente di scambio termico complessivo calcolato tra fluido di lavoro e flusso refrigerante risulta più che doppio rispetto a quello di una turbina a gas tradizionale). Assieme alla variazione di altre grandezze specifiche (volume specifico, calore specifico e quindi salto entalpico, velocità del suono) rispetto all'aria, tutto ciò rende totalmente velleitaria l'ipotesi di utilizzo di geometrie esistenti per le turbomacchine, che vanno quindi completamente riprogettate. Tenendo conto di tali considerazioni, il modello di turbina a gas adottato per le simulazioni è stato quindi così modificato rispetto alla turbina SGT5-4000F di riferimento:

- i) gli stadi di turbina sono stati aumentati da quattro a cinque;

- ii) lo spessore del TBC (Thermal Barrier Coating) del primo stadio è stato raddoppiato;
- iii) la temperatura massima tollerabile dai materiali è stata incrementata di 30°C; iv) i primi stadi hanno grado di reazione più basso, per garantire una caduta di temperatura più veloce lungo lo stadio.

La pressione minima del ciclo a gas, che essendo semi-chiuso può essere svincolata da quella dell'ambiente, è una variabile progettuale da definire. Questa scelta ha una ricaduta importante sul dimensionamento delle turbomacchine (turbina, compressore del ciclo e compressore CO₂), che nel caso di ciclo pressurizzato risultano più piccole a pari potenza dell'impianto, ma piuttosto limitata in termini di rendimento. Il raffreddamento delle pale risulterebbe tuttavia ancora più critico alle alte pressioni per la maggiore densità del fluido e per il conseguente maggiore coefficiente di scambio termico. Si è pertanto optato per una pressione minima del ciclo appena superiore a quella dell'ambiente.

Il flusso ricco di CO₂ non ricircolato e inviato alla compressione finale deve essere purificato prima di essere introdotto nella rete di trasporto. Una certa quantità di incondensabili è infatti presente nel flusso di CO₂ impura prelevato dal ciclo semi-chiuso. Oltre ad una quantità residua di acqua, che viene condensata negli inter-coolers della fase di compressione LP e poi definitivamente eliminata in un deumidificatore ad etilene-glicole, sono presenti O₂, N₂ e Ar a causa di: (i) impurezza dell'ossidante, supposto al 95% di O₂; (ii) eccesso di ossidante per completare la combustione (è stato imposto un 2% di O₂ nel flusso uscente dal combustore). Per eliminare queste impurezze, che renderebbero difficoltosa la liquefazione o che comporterebbero corrosione nel piping finale della CO₂, è stata adottata una soluzione che comprende una separazione per liquefazione e flash della CO₂. In pratica, la CO₂ impura viene portata nelle condizioni di liquido fortemente sotto-raffreddato, per cui resta in fase gassosa solo una piccola frazione in equilibrio con gli incondensabili. Gli incondensabili residui sono separati nel k.o. drum e rilasciati in ambiente dopo un'espansione frazionata a temperature fortemente negative, che, oltre a produrre energia meccanica, consente un miglior raffreddamento della CO₂ impura. Il liquido purificato uscente dal separatore subisce un'espansione isoentalpica, per abbassarne la temperatura e creare il ΔT necessario ad operare lo scambiatore principale che liquefa la CO₂ impura, rigassificando quella purificata. La CO₂ purificata viene compressa a 90 bar, liquefatta nel cooler finale e quindi pompata allo stato liquido fino alla pressione finale di 150 bar.

La taglia dell'impianto è stata fissata definendo la geometria dell'ultimo stadio della turbina, per il quale è stato assunto un rapporto altezza di pala / diametro medio pari a 0.27. Questa assunzione, insieme con il numero di stadi della turbina che definisce la velocità periferica e quindi il diametro medio necessari per smaltire il salto entalpico, determina infatti la sezione di scarico della turbina. Per gli altri parametri relativi alla turbina sono state mantenute le ipotesi di partenza, elencate in appendice.

Dove non diversamente specificato, per il calcolo dell'impianto sono state adottate le stesse assunzioni degli IGCC descritti in precedenza. Le ipotesi aggiuntive relative a questo caso sono riportate in Tab.8.

<i>Gassificatore</i>	
CO ₂ ai lock hoppers, kg/kg _{dry-coal}	0.35
<i>Compressore syngas</i>	
Rendimento politropico, %	75
Rendimento meccanico/elettrico, %	92
<i>Turbogas</i>	
Rapporto di compressione	45.7
TIT, °C	1335
Sovrapressione syngas al combustore, %	20
Frazione molare di O ₂ all'uscita del combustore, %	2
<i>Compressione della CO₂</i>	
Numero di stadi inter-refrigerati	5
Temperatura di inter-refrigerazione, °C	25
Perdite di carico inter-refrigeratori, %	1
Δp scambiatore CO ₂ per separazione incondensabili, %	3
ΔT minimo scamb. CO ₂ per separazione incondensabili, °C	2.5
Pressione uscita ultimo compressore, bar	90
Pressione uscita pompa, bar	150
Rendimento isentropico compressori, %	82
Rendimento elettro-meccanico compressori, %	94
Rendimento isentropico pompa, %	75
Rendimento elettro-meccanico pompa, %	92

Tabella 8 – Assunzioni aggiuntive utilizzate per il calcolo dell'impianto IGCC con gassificazione a CO₂.

In Tab.9 sono riportati i risultati delle simulazioni per tre casi analizzati. Il caso di riferimento (caso A) è stato calcolato con una portata di CO₂ moderatrice di temperatura corrispondente ad un rapporto molare CO₂/C pari a 0.06, valore analogo al rapporto H₂O/C utilizzato per il gassificatore Shell convenzionale. Il rendimento netto calcolato risulta pari al 40.34%, corrispondente ad una perdita di rendimento di 7.32 punti percentuali rispetto all'IGCC senza cattura e a un vantaggio di 2 punti percentuali rispetto all'IGCC con cattura

pre-combustione. Naturalmente il vantaggio di rendimento non è da attribuirsi in particolare all'impiego della CO₂ come agente gassificante, ma ad un insieme di variazioni assai profonde relative al ciclo di potenza e dei processi di gassificazione e di separazione.

La potenza lorda prodotta è pari a 896.2 MW, il 57% dei quali generati dal ciclo a gas. I consumi ausiliari maggiori sono legati alla produzione dell'ossigeno e alla compressione della CO₂ (sia per lo stoccaggio che per il caricamento del carbone) con consumi che corrispondono rispettivamente a perdite di 9.4 e 4.4 punti percentuali. La frazione di CO₂ catturata nel ciclo risulta pari al 97.4%, con emissioni specifiche di 25 g/kWh pari al 3.4% dell'IGCC senza cattura. Le perdite di CO₂ verso l'ambiente sono unicamente concentrate nel flusso di incondensabili saturi di CO₂ (punto 18 in Fig.4) uscente dal separatore di gas. Volendo, sarebbe possibile trattare tale corrente, fortemente arricchita di CO₂ (30% vol), già pressurizzata e con una portata in massa irrisoria rispetto alle altre in gioco, con un sistema di assorbimento (MEA, Selexol) in modo da rimuoverne un'ulteriore quota e arrivare ad una rimozione ben superiore al 99% con una modestissima spesa energetica addizionale.

Caso	A	B	C
Rapporto molare CO ₂ /C al gassificatore	0.06	0.12	0
Rapporto molare H ₂ O/C al gassificatore	0	0	0.06
Potenze elettriche, MW _e			
Turbogas	508.8	507.0	513.9
Ausiliari turbogas	-1.80	-1.80	-1.82
Turbina a vapore	387.4	396.2	383.3
Pompe ciclo a vapore	-5.49	-5.63	-5.49
ASU	-149.86	-151.36	-150.22
Compressore syngas	-9.16	-9.48	-9.10
Fan per ricircolo syngas	-2.04	-2.14	-2.04
Compressione CO ₂	-69.83	-70.59	-70.01
Ausiliari per dissipazione calore	-7.42	-7.59	-7.49
Polverizzatori e gestione carbone	-3.00	-3.04	-3.02
Gestione ceneri	-0.82	-0.82	-0.82
Ausiliari per rimozione H ₂ S	-0.58	-0.58	-0.58
BOP	-2.39	-2.42	-2.40
Potenza netta, MW _e	643.8	647.7	644.2
Carbone entrante LHV, MW _{th}	1596.1	1612.4	1599.7
CGE, %	77.26	76.41	77.36
Rendimento netto LHV, %	40.34	40.17	40.27
CO ₂ catturata, %	97.38	97.38	97.38
Emissioni specifiche di CO ₂ , g/kWh	25.1	25.2	25.1

Tabella 9 – Prestazioni dei casi IGCC con ossicombustione del syngas analizzati.

Il caso B è stato calcolato raddoppiando la portata di CO₂ inviata al gassificatore come agente gassificante e moderatore di temperatura, al fine di individuare la sensibilità della soluzione alla quantità di CO₂ impiegata. Come evidenziato dall'analisi termodinamica iniziale, a questa operazione si accompagna una maggiore portata di ossigeno inviata al gassificatore e di conseguenza una minore cold gas efficiency e una minore frazione potenza generata dal turbogas in favore del ciclo a vapore. Il rendimento netto calcolato per questo caso risulta pari al 40.17%, quasi 0.2 punti percentuali in meno che nel caso A. La differenza tra i due casi è comunque molto ridotta, in quanto la portata di CO₂ impiegata è tutto sommato modesta rispetto alle altre in gioco nel processo di gassificazione.

Per valutare l'effetto dell'utilizzo di CO₂ al posto del vapore come agente gassificante, in modo indipendente dalle scelte di base relative all'adozione dell'ossi-combustione e del ciclo di potenza semi-chiuso, è stato calcolato il caso C, nel quale il vapore è alimentato al gassificatore al posto della CO₂, nello stesso rapporto molare rispetto al carbonio. Come previsto dall'analisi termodinamica, in questo caso si ottiene un lieve vantaggio in termini di cold gas efficiency, ma una leggera perdita di efficienza rispetto al caso A, giustificata dalla mancata espansione del vapore in turbina. Se infatti la CO₂ inviata al gassificatore, dopo il raffreddamento del syngas è riscaldata come combustibile ed espansa in turbina, il vapore che non reagisce per dare idrogeno condensa con il raffreddamento del syngas senza produrre lavoro utile.

Anche in questo caso le differenze di prestazioni sono comunque molto ridotte (meno di 0.1 punti percentuali di differenza). Si può quindi concludere che, pur considerando il caso di cattura con ossi-combustione, intrinsecamente più adatto all'impiego della CO₂ nel gassificatore, non esistono particolari motivi di interesse nei confronti di una soluzione in cui alla CO₂ è affidato un ruolo più sostanziale rispetto a quello di gas inerte per la pressurizzazione dei lock-hoppers.

Punti	T °C	p bar	G kg/s	Composizione molare, %							
				CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	H ₂ S	Ar	N ₂	O ₂
1	30.0	1.05	482.4	0.00	87.98	0.00	4.04	0.00	3.18	2.74	2.06
2	422.4	48.00	366.2	0.00	87.98	0.00	4.04	0.00	3.18	2.74	2.06
3	1400.8	46.56	470.0	0.00	85.29	0.00	6.97	0.00	3.09	2.65	2.00
4	618.1	1.09	581.6	0.00	85.80	0.00	6.42	0.00	3.10	2.67	2.01
5	70.2	1.06	581.6	0.00	85.80	0.00	6.42	0.00	3.10	2.67	2.01
6	15.0		30.03	carb.essiccato, %wt.: 69.5 C, 0.9 S, 1.6 N, 4.3 H, 8.0 O, 2.0 H ₂ O, 13.7 ash							
7	80.0	88.00	10.39	0.00	95.31	0.00	0.00	0.00	2.09	1.20	1.40
8	15.0	48.00	28.21	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.09	1.91	95.00
9	422.4	48.00	4.62	0.00	87.98	0.00	4.04	0.00	3.18	2.74	2.06
10	900.0	44.00	141.0	64.61	8.60	15.65	8.13	0.31	1.27	1.43	0.00
11	200.0	41.83	68.93	64.61	8.60	15.65	8.13	0.31	1.27	1.43	0.00
12	210.3	44.44	72.05	64.61	8.60	15.65	8.13	0.31	1.27	1.43	0.00
13	149.9	40.99	70.91	62.18	8.27	15.06	11.59	0.30	1.23	1.37	0.00
14	180.0	40.17	70.91	62.18	8.27	15.06	11.59	0.30	1.23	1.37	0.00
15	85.3	59.38	64.19	70.75	9.05	17.13	0.11	0.00	1.40	1.56	0.00
16	250.0	57.59	64.19	70.75	9.05	17.13	0.11	0.00	1.40	1.56	0.00
17	15.0	48.00	39.58	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.09	1.91	95.00
18	-54.0	22.09	4.31	0.00	30.59	0.00	0.00	0.00	23.93	30.61	14.87
19	-55.5	16.50	86.99	0.00	95.31	0.00	0.00	0.00	2.09	1.20	1.40
20	25.0	150.0	76.60	0.00	95.31	0.00	0.00	0.00	2.09	1.20	1.40
21	330.8	130.0	88.82	0	0	0	100	0	0	0	0
22	332.0	130.0	107.1	0	0	0	100	0	0	0	0
23	561.0	119.6	125.8	0	0	0	100	0	0	0	0
24	375.2	36.00	124.5	0	0	0	100	0	0	0	0
25	563.8	33.12	126.4	0	0	0	100	0	0	0	0
26	244.2	36.00	8.09	0	0	0	100	0	0	0	0
27	314.7	6.00	6.89	0	0	0	100	0	0	0	0
28	330.8	130.0	5.51	0	0	0	100	0	0	0	0

Tabella 10 – Temperatura, pressione, portata e composizione dei principali flussi dell'impianto IGCC con gassificazione con CO₂ (caso A), con riferimento alla Fig.4.

4.4 IGCC con ossicombustione e quench con CO₂

Per concludere l'analisi del ciclo IGCC con gassificazione con CO₂, sono stati considerati due ulteriori casi basati su un utilizzo concettualmente differente della CO₂: invece che utilizzarla direttamente nel gassificatore (con risultati non molto interessanti, come abbiamo visto), si è pensato a un suo ruolo come agente chimico attivo per effettuare un quench del syngas grezzo, in una fascia di temperatura in cui la reazione endotermica di Boudouard sia ancora attiva. L'idea alla base di questa soluzione è quella di recuperare la parte di calore sensibile a più alta temperatura convertendola efficientemente in energia chimica (formazione di CO). In questo modo ci si aspettano valori di cold gas efficiency più elevati, con vantaggi in termini di efficienza di impianto, con una contestuale riduzione della frazione di ricircolo del syngas.

Pertanto, il syngas grezzo uscente dal gassificatore a 1550°C viene prima miscelato con CO_2 estratta dal compressore della turbina a gas (Fig.5) e portato a 1200°C , temperatura sufficientemente alta da consentire un ulteriore avanzamento delle reazioni chimiche (nei calcoli si suppone di raggiungere l'equilibrio chimico). Successivamente il syngas è ulteriormente raffreddato a 900°C tramite miscelazione con syngas ricircolato, come nei casi fin qui studiati.

Il caso D, le cui prestazioni sono riportate in Tab.11, mostra in realtà una cold gas efficiency inferiore rispetto al caso base A (75.69% contro 77.26%) e di conseguenza anche un rendimento netto inferiore (39.05% contro 40.34%). Questo risultato è legato alla presenza di ossigeno in miscela con la CO_2 , che ossida parte del syngas, producendo calore e consumando specie combustibili, riducendo quindi la cold gas efficiency. L'ossigeno è presente nel ciclo di potenza in quantità di circa il 2% volumetrico, valore legato all'eccesso di O_2 mantenuto nel combustore del turbogas, che si ritrova poi nel flusso ricircolato al compressore. L'utilizzo di CO_2 purificata estratta dalla linea di compressione inter-

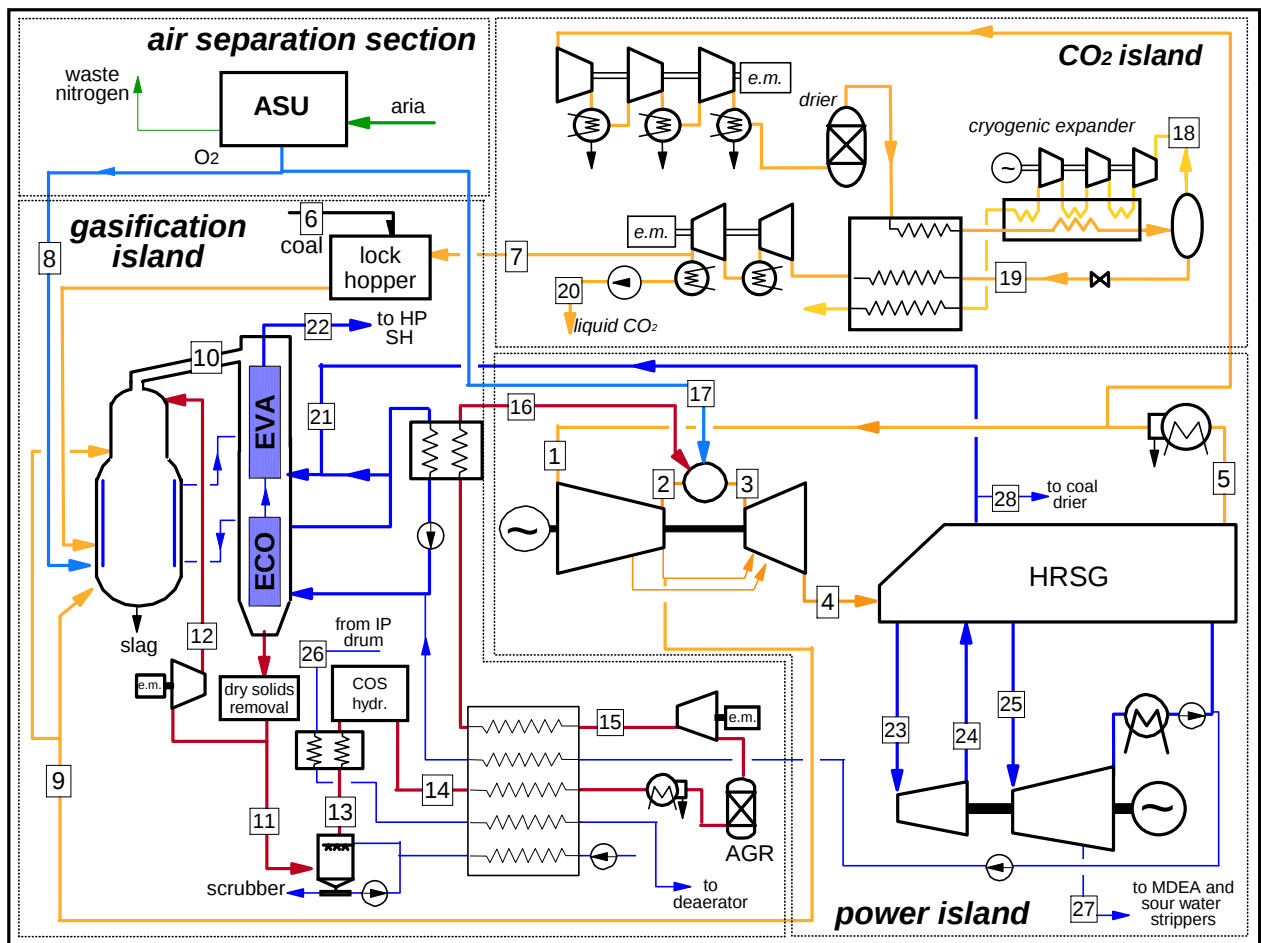


Figura 5 – Schema dell'impianto IGCC con gassificazione con CO_2 , quench chimico e ossicombustione del syngas in ciclo a gas semi-chiuso.

refrigerata non dovrebbe cambiare sostanzialmente il risultato, dal momento che il contenuto di ossigeno in tale flusso è comunque dell'1.4% (si veda la composizione del flusso 7 in Tab.10).

Caso	D	E
Rapporto molare CO ₂ /C al gassificatore	0.06	0.06
Rapporto molare H ₂ O/C al gassificatore	0	0
Frazione molare di O ₂ all'uscita del combustore, %	2	0.5
Potenze elettriche, MW _e		
Turbogas	498.8	497.7
Ausiliari turbogas	-1.77	-1.76
Turbina a vapore	403.0	388.9
Pompe ciclo a vapore	-5.79	-5.55
ASU	-152.0	-146.5
Compressore syngas	-12.52	-11.50
Fan per ricircolo syngas	-1.26	-1.20
Compressione CO ₂	-70.87	-69.06
Ausiliari per dissipazione calore	-7.69	-7.29
Polverizzatori e gestione carbone	-3.04	-2.98
Gestione ceneri	-0.84	-0.82
Ausiliari per rimozione H ₂ S	-0.60	-0.58
BOP	-2.47	-2.38
Potenza netta, MW _e	643.0	637.0
Carbone entrante LHV, MW _{th}	1646.6	1586.2
CGE, %	75.69	77.85
Rendimento netto LHV, %	39.05	40.15
CO ₂ catturata, %	97.34	97.38
Emissioni specifiche di CO ₂ , g/kWh	25.9	25.2

Tabella 11 – Prestazioni dei casi IGCC con quench chimico e ossicombustione del syngas.

Tenuto conto di questo risultato è stato calcolato un ulteriore caso (caso E) in cui il contenuto di O₂ all'uscita dal combustore è ridotto dal 2% allo 0.5%, valore molto basso che richiederebbe una attenta progettazione del combustore per evitare la produzione eccessiva di incombusti. La cold gas efficiency ottenuta in questo caso è pari al 77.85%, valore superiore, seppur non di molto, rispetto a quello ottenuto per il caso A. Il rendimento netto di impianto tuttavia risulta ancora inferiore (quasi 0.2 punti percentuali in meno). Questo risultato è legato all'effetto negativo dell'aumentata portata di CO₂ estratta dal compressore del turbogas e inviata al gassificatore (effetto peraltro presente nel caso precedente). Questo flusso di anidride carbonica, pur favorendo la formazione di CO come ricercato con il quench chimico, si comporta infatti per lo più da inerte. Estratto dal compressore a circa 420°C è quindi miscelato con il syngas dal gassificatore, raffreddato a 30°C, riscaldato

nuovamente a 250°C e quindi reimpresso nel combustore. Dal punto di vista termodinamico, il processo è analogo ad un raffreddamento della CO₂ prima di essere inviata nel combustore e rappresenta quindi una perdita termodinamica che compensa il vantaggio derivante dalla maggiore cold gas efficiency. E' peraltro chiaro che la serie di operazioni di miscelamento e di scambio termico che interessano questa frazione di CO₂ ricircolata come inerte rappresentano trasformazioni irreversibili, che penalizzano il rendimento nonostante l'effetto positivo del quench ad alta temperatura, se preso come operazione a sé stante.

Le caratteristiche dei flussi principali del caso E sono riportate in Tab.12.

Punti	T °C	p bar	G kg/s	Composizione molare, %							
				CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	H ₂ S	Ar	N ₂	O ₂
1	30.0	1.05	483.0	0.00	89.45	0.00	4.04	0.00	3.22	2.78	0.51
2	420.2	48.00	333.4	0.00	89.45	0.00	4.04	0.00	3.22	2.78	0.51
3	1400.4	46.56	467.8	0.00	87.81	0.00	5.80	0.00	3.16	2.73	0.50
4	621.4	1.09	577.9	0.00	88.12	0.00	5.47	0.00	3.17	2.74	0.50
5	62.7	1.05	577.9	0.00	88.12	0.00	5.47	0.00	3.17	2.74	0.50
6	15		29.85	carbone essiccato (%wt.): 69.5 C, 0.9 S, 1.6 N, 4.3 H, 8.0 O, 2.0 H ₂ O, 13.7 ceneri							
7	80.0	88.00	10.33	0.00	95.76	0.00	0.00	0.00	2.37	1.47	0.40
8	15.0	48.00	28.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.09	1.91	95.00
9	420.2	48.00	39.37	0.00	89.45	0.00	4.04	0.00	3.22	2.78	0.51
10	900.0	44.00	152.5	52.90	24.10	9.06	10.21	0.24	1.74	1.75	0.00
11	200.0	41.83	103.3	52.90	24.10	9.06	10.21	0.24	1.74	1.75	0.00
12	209.6	44.44	49.25	52.90	24.10	9.06	10.21	0.24	1.74	1.75	0.00
13	155.5	40.99	105.7	51.00	23.24	8.73	13.43	0.23	1.68	1.69	0.00
14	180.0	40.17	105.7	51.00	23.24	8.73	13.43	0.23	1.68	1.69	0.00
15	82.3	59.38	96.03	59.19	26.67	10.13	0.11	0.00	1.94	1.96	0.00
16	250.0	57.59	96.03	59.19	26.67	10.13	0.11	0.00	1.94	1.96	0.00
17	15.0	48.00	38.28	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.09	1.91	95.00
18	-54.0	22.09	2.88	0.00	30.71	0.00	0.00	0.00	27.27	37.88	4.14
19	-55.5	16.50	86.86	0.00	95.76	0.00	0.00	0.00	2.37	1.47	0.40
20	25.0	150.0	76.53	0.00	95.76	0.00	0.00	0.00	2.37	1.47	0.40
21	330.8	130.0	94.12	0	0	0	100	0	0	0	0
22	332.0	130.0	110.0	0	0	0	100	0	0	0	0
23	561.0	119.6	127.2	0	0	0	100	0	0	0	0
24	375.2	36.00	125.9	0	0	0	100	0	0	0	0
25	563.8	33.12	126.7	0	0	0	100	0	0	0	0
26	244.2	36.00	9.74	0	0	0	100	0	0	0	0
27	314.7	6.00	6.89	0	0	0	100	0	0	0	0
28	330.8	130.0	5.48	0	0	0	100	0	0	0	0

Tabella 12 - Temperatura, pressione, portata e composizione dei principali flussi dell'impianto IGCC con gassificazione con CO₂ (caso E), con riferimento alla Fig.5.

5 Appendice: Calibrazione della turbina a gas di riferimento

Il modello implementato nel programma GS per il calcolo della turbina a gas è descritto in dettaglio in [5]. Il calcolo richiede di sviluppare una progettazione di massima della turbina, determinandone per ogni stadio le dimensioni principali (diametro, altezza di pala), il coefficiente di carico, il grado di reazione, i triangoli di velocità. Parallelamente viene svolta una previsione del flusso di aria di raffreddamento e del suo modo di miscelamento con il flusso principale, operazione che richiede numerosi parametri necessari a determinare lo scambio termico e le perdite di pressione. La maggior parte dei dati necessari a queste operazioni sono imposti sulla base dell'esperienza acquisita all'interno del gruppo di ricerca relativamente alle turbine a gas. Gli altri sono variati in fase di calibrazione con l'obiettivo di riprodurre il più fedelmente possibile i dati della macchina forniti dal costruttore. I parametri imposti e ottenuti da calibrazione sono riportati in Tab.13.

Le informazioni relative alla turbina a gas SGT5-4000F di riferimento sono state fornite direttamente da Siemens [6] e sono riportati in Tab.14. I risultati della calibrazione sono riportati nella medesima tabella e mostrano un ottimo accordo con i dati dichiarati dal costruttore per quanto riguarda potenza, rendimento e temperatura all'uscita della turbina. Si noti inoltre che il valore della temperatura di ingresso in turbina, mantenuto anche nelle simulazioni degli impianti IGCC analizzati nel presente lavoro, è un risultato del calcolo di calibrazione e non è verificabile con i dati forniti dal costruttore.

Per una valutazione completa degli impianti di riferimento, è stato calcolato anche un ciclo combinato basato sulla turbina SGT5-4000F. Lo schema di impianto, basato su due gruppi turbogas e una sola turbina a vapore, è mostrato in Fig.6. A differenza che nel caso del turbogas in ciclo semplice, in questo caso il gas naturale alimentato al combustore è preriscaldato a 200°C con acqua estratta dal corpo di media pressione, successivamente reimmessa nel degasatore. Le assunzioni per il calcolo della caldaia a recupero e del relativo ciclo a vapore sono riportate in Tab.15, mentre i principali risultati del calcolo in Tab.16.

I risultati calcolati per il ciclo combinato sovrastimano leggermente la potenza prodotta e il rendimento netto dichiarati da Siemens. Tuttavia non sono disponibili le assunzioni utilizzate dal costruttore per il calcolo del ciclo a vapore a recupero, per questo motivo il risultato ottenuto può ritenersi senza dubbio accettabile.

Parametri imposti

Trafilamenti del compressore, % della portata aspirata	0.75
Salto entalpico medio degli stadi del compressore, kJ/kg	27
Rapporto velocità assiale/velocità periferica all'uscita del primo statore	0.38
Mach assiale all'uscita dell'ultimo rotore	0.45
Rapporto h/Dm all'ultimo rotore	0.27
Energia recuperata al diffusore, % dell'energia cinetica	55
Perdite termiche al combustore, % della potenza termica entrante (PCI)	0.9
Perdite termiche allo scarico, % della potenza termica entrante (PCI)	0.3
Perdite di carico al combustore, % della pressione dell'aria	3
Consumo degli ausiliari, % della potenza lorda	0.35
Rendimento meccanico di turbina e compressore, %	99.865
Rendimento elettrico dell'alternatore, %	98.7

Parametri da calibrazione

Rendimento politropico massimo del compressore $\eta_{\infty,C}$, %	92.25
Rendimento massimo degli stadi di turbina raffreddati $\eta_{\infty,T}$, %	93.3
Parametro r_{ic}	0.32
Coefficiente K	0.270

Tabella 13 – Assunzioni e parametri di calibrazione per la modellazione della turbina Siemens SGT5-4000F

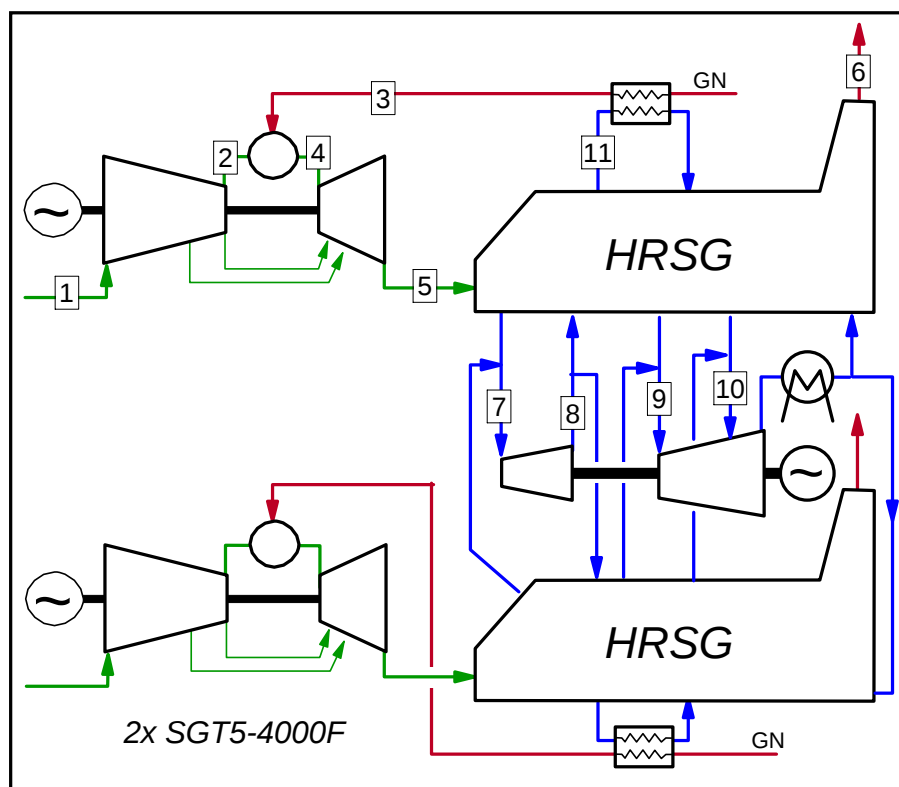


Figura 6 – Schema di impianto del ciclo combinato a gas naturale di riferimento.

	Siemens [6]	GS
<i>Valori assegnati:</i>		
Combustibile	CH ₄	
Perdite di carico in aspirazione, mbar	7	
Perdite di carico allo scarico, mbar	10	
Rapporto di compressione	17	
Portata gas, kg/s	687	
Portata combustibile, kg/s	14.43	
<i>Risultati:</i>		
TIT, °C	-	1335
TOT, °C	576	574.1
Potenza lorda, MW _e	284.2	284.2
Rendimento lordo, %LHV	39.4	39.38

Tabella 14 – Risultati della calibrazione della turbina Siemens SGT5-4000F.

<i>Ciclo a vapore e HRSG</i>	
Perdite di carico gas in caldaia, kPa	3
Perdite termiche, % del calore scambiato	0.7
Livelli di pressione, bar	130/36/4
ΔT di approach point, °C	25
ΔT di pinch point, °C	10
ΔT di sub-cooling, °C	5
Perdite di carico negli economizzatori HP/IP/LP, bar	25/10/5
Perdite di carico in SH/RH, %	8
Pressione di condensazione, bar	0.04
Velocità di rotazione della turbina, RPM	3000
Velocità periferica dell'ultimo stadio di turbina, m/s	550
Velocità del vapore allo scarico della turbina, m/s	220
Numero di flussi di bassa pressione	2
Rendimento meccanico della turbina, %	99.5
Rendimento elettrico dell'alternatore, %	98.7
Consumo ausiliari per il condensatore, MJ _e /MJ _{th}	0.01

Tabella 15 – Assunzioni relative a caldaia e ciclo a vapore a recupero

TOT, °C	576.9
Temperatura gas al camino, °C	82.6
Potenza lorda turbine a gas, MW _e	564.7
Potenza lorda turbina a vapore, MW _e	280.8
Ausiliari turbine a gas, MW _e	-1.98
Ausiliari ciclo a vapore, MW _e	-3.15
Ausiliari condensatore, MW _e	-4.54
Potenza netta, MW _e	835.8 (832.0)
Rendimento netto, %LHV	58.4 (58.2)
Emissioni specifiche di CO ₂ , g/kWh	348.8

Tabella 16 – Prestazioni ciclo combinato a gas naturale di riferimento

6 Bibliografia

- [1] AA.VV.: “Ullmann’s Encyclopedia of industrial chemistry”; 7th Edition, 2004.
- [2] Mitsui Babcock: “Oxy combustion processes for CO₂ capture from power plant”; IEA Report Number 2005/9; July 2005.
- [3] Chiesa P., Lozza G., Mazzocchi L., ‘Using Hydrogen as Gas Turbine Fuel’, J.Eng. for Gas Turbine and Power, Transactions of the ASME, vol.127, no.1, January 2005, pp.73-80.
- [4] Chiesa P., Lozza G.: “CO₂ emission abatement in IGCC power plants by semiclosed cycles. Part A: with oxygen blown combustion”; ASME paper 98-GT-384; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 121, 635-641, 1999.
- [5] Chiesa P., Macchi E.: “A thermodynamic analysis of different options to break 60% electric efficiency in combined cycle power plants”; ASME paper GT2002-30663; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 126, 770-785, 2004.
- [6] Reuter H., Siemens Italia.