



SAPIENZA
UNIVERSITÀ DI ROMA

Facoltà di Ingegneria Civile e Industriale

Dipartimento di Ingegneria Astronautica, Elettrica ed Energetica (DIAEE)

Dottorato di Ricerca in “Energia e Ambiente” (XXXV Ciclo)

**Analisi exergetica, economica e di impatto ambientale
dell’Impianto CCGT alimentato a Gas Naturale di Chivasso (To)**

Tutor: Prof. Alessandro Corsini

Candidato: Ing. Antonio Natale

Matricola 1210620

Anno Accademico 2024 - 2025 (XXXV Ciclo)

Indice

1. Introduzione.....	3
1.1. Lo sviluppo della Termodinamica e la nascita dell'analisi exergetica	3
1.2. Bilanci di Massa, Energia, Entropia ed Exergia e calcolo del Rendimento exergetico ..	4
2.0 Analisi dello stato dell'arte nella configurazione e nelle prestazioni delle centrali a ciclo combinato CCGT	13
2.1 Descrizione dell'Impianto a GN CCGT di Chivasso (To)	24
2.2 Modello fisico matematico del CCGT	32
2.3 Bilanci exergetici e <i>exergy analysis</i> dell'Impianto CCGT di Chivasso (To)	37
3. Analisi economica e di impatto ambientale (calcolo delle emissioni di CO₂, NO_x e CO) dell'impianto CCGT alimentato a Gas Naturale.....	50
4. Analisi conclusive dei risultati e prospettive di ricerca	58
Bibliografia.....	67

1. Introduzione

1.1. Lo sviluppo della Termodinamica e la nascita dell'analisi exergetica

La disciplina della Termodinamica nasce convenzionalmente nel 1824 con la pubblicazione delle "Reflexions" di Sadi Carnot. Nella prima metà del 19° secolo con i lavori di Mayer (1842) e Joule (1845) è stato enunciato il primo principio della TD. Nella seconda metà del secolo Clausius (1850, 1865) e Lord Kelvin (1851) enunciarono il secondo principio della TD che stabilisce l'impossibilità di convertire totalmente una certa quantità di energia termica in lavoro, questo risultato è stato sviluppato in seguito da Gouy e Stodola con il "Teorema sul lavoro perso in una trasformazione reale" (1889-1898).

Agli inizi del 20° secolo, dopo la formulazione assiomatica della TD del matematico Caratheodory (1909), fisici come Max Born (1921) e altri studiosi continuarono a studiare le trasformazioni reali sottolineando l'importanza di valutare quantitativamente le irreversibilità che si presentavano in ogni trasformazione energetica. Nel secondo dopoguerra, con Zoran Rant, che per primo ha proposto il termine "Exergia" nel 1956 (cfr.[1]), si è cominciato ad analizzare i principali impianti di conversione di energia (E.C.S. = Energy Conversion Systems) e tutti i principali processi industriali effettuando analisi termodinamiche che tenessero simultaneamente conto delle informazioni desunte sia dalla prima che dalla seconda legge della TD, tale metodologia è nota come Analisi Exergetica. Dall'inizio degli anni 80 questa nuova metodologia di analisi termodinamica è stata applicata dagli studiosi (Lucca [2]; Kotas [3]; Szargut [4]) a vari processi industriali ed alla maggior parte degli ECS con lo scopo di sfruttare al meglio le risorse naturali necessarie ad alimentarli. Nell'ambito di questa ricerca si è applicata l'exergy analysis anche agli ECS più complessi: gli Impianti Nucleari (Nuclear Power Plants).

1.2. Bilanci di Massa, Energia, Entropia ed Exergia e calcolo del Rendimento exergetico

Scrive E. Segré: «Un terzo pilastro della Fisica, sotto certi aspetti il più solido di tutti era la Termodinamica. Essa è assai diversa dalla meccanica e dall'elettrologia perché è **applicabile a qualunque modello** pur non suggerendone alcuno... I ragionamenti termodinamici sono spesso **sottili**, ma assolutamente **solidi e conclusivi**. Vedremo che Einstein e Planck si affidavano ad essi e consideravano **la termodinamica la sola ancora assolutamente sicura**. A essa tornavano ogni qual volta si trovavano di fronte ad ostacoli insormontabili». Infatti sia Planck (per la radiazione emessa da un corpo nero) che Einstein (per l'ipotesi dei quanti di luce) ricavarono le loro conclusioni con largo uso della termodinamica.

Il concetto di Energia è da considerarsi una sorta di "a priori" in TD e non richiede particolari formalizzazioni, né per quanto attiene alla definizione né per la sua natura conservativa. Il principio di conservazione dell'Energia, noto anche come 1° Principio della TD, postula che l'Energia dell'insieme Sistema-Ambiente si conserva. Esso però ha senso se ci si riferisce alla QUANTITA' dell'Energia, non ne ha se ci si riferisce alla sua QUALITA'. L'energia va quindi caratterizzata non soltanto con la QUANTITA' ma anche con la QUALITA'. Il potenziale di convertibilità in lavoro è stato accettato come una misura della QUALITA' dell'energia. La qualità di un flusso di Energia è, quindi, la misura della sua capacità di causare un cambiamento o, alternativamente, di produrre potenza motrice (cfr. [5]).

Noi possiamo identificare o ordinare le forme di energia 'di alta qualità' (Energia Potenziale, Cinetica, Meccanica, Elettrica) che possono essere idealmente convertite l'una nell'altra con il 100% di rendimento: dopo un certo numero di trasformazioni l'energia E_{out} l'energia utile in uscita dal sistema è quantitativamente uguale a quella utile in ingresso del sistema E_{in} . Vi sono inoltre le forme di Energia 'di bassa qualità' (Energia Interna, Energia Chimica, Radiazione Termica, Energia Cinetica Turbolenta) che non possono essere convertite in "energia di alta qualità" senza che vi sia un'intrinseca perdita di conversione: E_{out} , l'energia utile in uscita dal sistema è SEMPRE minore di quella utile in entrata del sistema E_{in} . In altre parole, non tutte le forme di Energia possiedono la stessa capacità di produrre potenza motrice (cfr. [5]).

E' noto infatti che nei suoi processi di trasformazione l'Energia si degrada o, in altri termini, la sua QUALITA' NON RIMANE INALTERATA. E' il 2° Principio della TD che consente, attraverso la definizione e la descrizione delle proprietà della grandezza ENTROPIA, la localizzazione e la valutazione dei fenomeni di degradazione energetica. E' quindi evidente che l'analisi TD di un qualsiasi ECS (Energy Conversion System) va condotta ricorrendo sia al 1° Principio (Bilancio di Energia) che al 2° Principio (Bilancio di Entropia). I più recenti sviluppi della TD applicata hanno portato ad una semplificazione dell'Analisi TD introducendo la grandezza EXERGIA, che deriva da un'opportuna combinazione dei due Principi della TD. Tale grandezza è una misura della QUALITA' dell'ENERGIA, intendendo per essa il suo grado di convertibilità in LAVORO. Nel seguito ci occuperemo solo di sistemi aperti in cui l'Ambiente O (dal greco *oikos* =casa) è un sistema talmente grande che le sue proprietà (T_0, P_0, C_0, \dots) non sono modificate dall'interazione con un qualsiasi sistema creato dall'uomo(cfr.[5]).

Il concetto di EXERGIA ci fornisce una completa e coerente quantificazione della QUALITA' di una qualsiasi forma di Energia. Se immaginiamo che ad un certo istante noi collochiamo un sistema S, identificato da un certo insieme di proprietà TD (V, P, T, C, \dots), in contatto con l'Ambiente O e supponiamo che S possa scambiare massa ed energia SOLO con l'Ambiente O, dopo un certo tempo S si troverà ad essere in equilibrio TD con O, caratterizzato solo dalle proprietà intensive $P_0=1,013$ bar e $T_0=298,15$ K. Lo stato di un sistema S in equilibrio con l'Ambiente O è detto STATO MORTO ('dead state') perché ogni differenza di potenziale è nulla e pertanto nulla è la potenzialità di ottenere lavoro. Nell'interazione tra O ed S si assumerà che tutti i processi possono essere descritti da una successione di stati di quasi-equilibrio, e l'exergia sia una funzione solo dello stato iniziale (S_1) e finale (S_0) del Sistema S che, alla fine del processo, sarà uguale a quello dell'Ambiente O (cfr. [5]).

Zoran Rant in una memoria del 1956, in relazione al problema della convertibilità dell'Energia in Lavoro, introdusse il termine EXERGIA, così definita: *"L'Exergia è la massima energia meccanica ottenibile da un sistema S quando lo si porti dal suo stato iniziale a quello finale di equilibrio con l'Ambiente, interagendo solo ed esclusivamente con l'Ambiente stesso"*. Per poter eseguire il 'bilancio' (termine improprio dato che si può usare solo per grandezze conservative quali ad es. massa ed energia) della grandezza Exergia occorre individuare i modi in cui essa può attraversare i confini del Sistema S; per questo motivo, considerato un generico sistema aperto che può scambiare energia con l'Ambiente in modo Lavoro, Calore e con flussi convettivi, valutiamo attraverso i grafici di Fig.1. il flusso di EXERGIA FISICA associato ad un flusso di materia e di energia in ingresso o in uscita dal Sistema S (cfr. [6]).

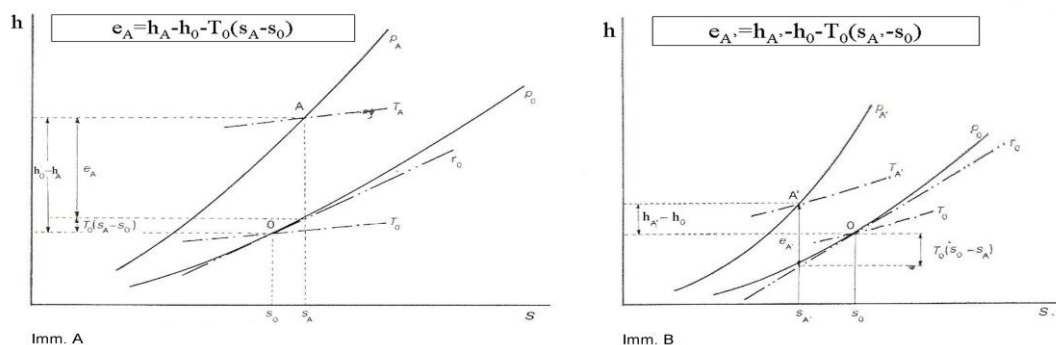


Fig.1 Rappresentazione grafica dell'exergia fisica di un gas quanto lo stato iniziale A è ad un'entropia più alta di quella dello stato di riferimento O (Imm. A) oppure quando lo stato iniziale A' è ad un'entropia più bassa di quella dello stato di riferimento O (Imm. B)(cfr.[6]).

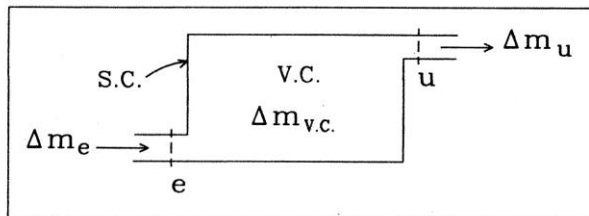
Escludendo effetti elettrici, magnetici, nucleari e superficiali l'Exergia di una sostanza è composta da più contributi: l'Exergia CINETICA, l'Exergia POTENZIALE, l'Exergia FISICA e l'Exergia CHIMICA (cfr. [3]). Ai primi due termini sono associate forme pregiate di energia e quindi sono equivalenti all'energia cinetica e potenziale del flusso di materia. L'Exergia fisica specifica ha l'espressione indicata in Fig.1 ed è la quantità di exergia associata all'unità di massa materiale in transito nel sistema S. La Tab.1 mostra le espressioni delle diverse forme di Exergia relative alle diverse forme di Energia (cfr. [1]).

TABLE OF SPECIFIC EXERGY CONTENTS OF DIFFERENT ENERGY FLOWS				
Type of energy flow	Specific energy	Specific exergy	Source	Notes
Kinetic	$0.5V^2$	$0.5V^2$	/	J/kg; follows from definition
Potential	$g\Delta z$	$g\Delta z$	/	J/kg; follows from definition
Heat	q	$q \left(1 - \frac{T_0}{T_q} \right)$	/	J/kg; follows from definition
Mechanical	w	w	/	J/kg; follows from definition
Electrical ²	$It\Delta V$	$It\Delta V$	/	J; follows from definition
Chemical, pure substance	Δg_G	$\mu - \mu_0 + RT_0 \ln \left(\frac{c}{c_0} \right)$	Wall 1977	$\mu - \mu_0 = \Delta g_G = g_G - g_{G,0}$
Radiation ²	I	$\sigma \left(T^4 - \frac{4T^3T_0}{3} + \frac{T_0^4}{3} \right)$	Petela 1964	W/m ² ; for black body radiation

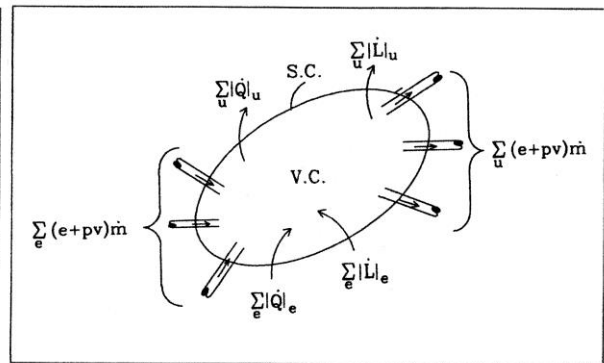
² Notice that for electrical energy and for radiation the notion of "exergy per unit mass" makes little sense. The correct extension of the definition is clear though in the context of every single application

Tab.1 Tabella dei vari tipi di contenuto exergetico specifico per differenti flussi di energia (cfr. [1])

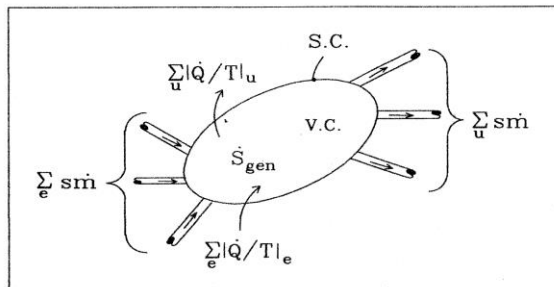
Alcune precisazioni: per denotare l'Exergia Totale relativa ad un flusso di materia si è usato il simbolo $\dot{E}X$ [MW], mentre per quella specifica si è usato il simbolo ex [kJ/kg], in seguito per semplificare la notazione sarà ommesso il punto sovrascritto ai flussi exergetici totali che sono il prodotto della portata massica del flusso materiale considerato (gas perfetto o acqua) per l'exergia specifica del medesimo flusso di materia. In Fig.2 sono rappresentati gli schemi generali per scrivere il bilancio di Massa (Imm.A), di Energia (Imm.B), di Entropia (Imm.C) e di Exergia (Imm.D) per un qualsiasi sistema aperto S che interagisca con l'ambiente O (cfr. [5]).



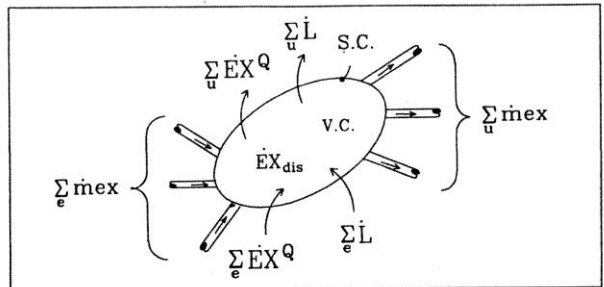
IMM. A : Un sistema aperto con un solo ingresso ed una sola uscita; la superficie di controllo è in parte costituita da superfici reali, ed in parte da superfici ideali, tratteggiate là dove si verifica il passaggio della massa.



IMM. B : Schema per la scrittura del bilancio di energia per un sistema aperto.



IMM. C : Schema per la scrittura del bilancio d'entropia per un sistema aperto.



IMM. D : Schema per il bilancio di exergia per un sistema aperto.

Fig. 2 Schemi illustrativi dei bilanci delle 4 grandezze fondamentali per un generico sistema aperto in condizioni di regime stazionario.

Tutti i bilanci delle grandezze precedenti sono scritti nell'ipotesi di fenomeni in regime stazionario (R.S.), cioè fenomeni caratterizzati da una trascurabile variazione col tempo delle proprietà TD in ciascun punto della regione di spazio considerata. Scriviamo in forma esplicita i bilanci delle 4 grandezze fondamentali con la precisazione che solo per le prime 2 (Massa, Energia) si potrebbe usare il termine BILANCIO in quanto sono grandezze conservative; per le altre 2 (Entropia, Exergia) bisognerebbe usare il termine ACCOUNTING in quanto non sono grandezze conservative e questo perché per il 2° Principio della TD l'Entropia in una qualsiasi trasformazione reale, quindi affetta da effetti irreversibili ($\dot{S}_{gen} \neq 0$), tende a crescere e conseguentemente l'Exergia, come si evince dalla definizione matematica, tende a diminuire perché non essendo una grandezza conservativa è caratterizzata da DISTRUZIONE (Ex.Distr.>0)(cfr.[5]).

Eq.1) $\Sigma_e \dot{m}_e = \Sigma_u \dot{m}_u$ (Bilancio di massa)

Eq.2) $\Sigma_e \dot{m}_e (h + gz + w^2/2) + \dot{Q} = \dot{L} + \Sigma_u \dot{m}_u (h + gz + w^2/2)$ (Bilancio di Energia)

Eq.3) $\Sigma_e \dot{Q}/T + \Sigma_e \dot{m}_e s + \dot{S}_{gen} = \Sigma_u \dot{Q}/T + \Sigma_u \dot{m}_u s$ (Bilancio di Entropia)

Eq.4) $\Sigma_e \dot{m}_e ex + \Sigma_e \dot{E}x_q - \dot{E}x_{DIS} = \dot{L} + \Sigma_u \dot{m}_u ex$ (Bilancio di Exergia)

Eq.5) $\dot{E}x_{DIS} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen}$ (Teorema di Gouy - Stodola)

La Eq.4) discende da una combinazione lineare del bilancio di 1° legge e del bilancio di 2° legge, infatti in tal modo si correlano la Exergia Distrutta e l'Entropia Generata e si ottiene l'Eq.5) indicata in letteratura come Teorema di Gouy-Stodola (1889-1898); il termine $T_0 \cdot \dot{S}_{gen}$ è indicato come "lavoro perso" di Gouy-Stodola ed è sempre una quantità positiva, tale quantità si annulla solo per trasformazioni reali reversibili ($\dot{S}_{gen}=0$).

Quindi è possibile scrivere la seguente equazione (cfr. [5]):

$$\text{Eq.6) } \dot{L}_{reale} = \dot{L}_{ideale} - \dot{EX}_{DIS} = \dot{L}_{ideale} - T_o \dot{S}_{gen}$$

la quale mostra che la differenza fra la potenza meccanica relativa al caso reale di interazione reversibile e quella relativa al caso reale di interazione irreversibile è pari all' Exergia DISTRUTTA (EX_{DIS}); questa quantità costituisce, quindi, una misura assoluta del grado di irreversibilità TD di un qualsiasi processo reale (cfr. [5]). Può essere utile al fine di confrontare diverse situazioni, quantificare le irreversibilità inevitabilmente presenti in un qualsiasi processo reale attraverso l'uso di quantità relative adimensionali. Nella Fig.3 è mostrato lo schema attraverso cui si giunge alla definizione di Rendimento Exergetico(η_{EX}) (cfr[6]) di un qualsiasi componente avente una PPS.

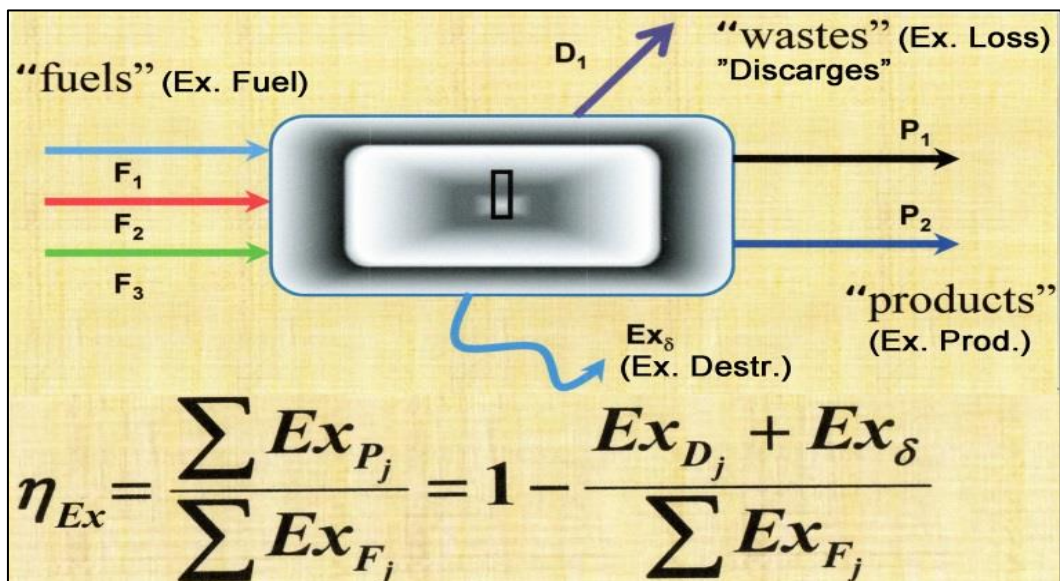


Fig.3 Schema della Struttura Fisica Produttiva (PPS) di un generico componente e relativa espressione del rendimento exergetico (cfr. [6])

Tale parametro adimensionale associato ad un generico componente di un qualsiasi impianto di conversione di energia (ECS) - il cui calcolo assieme alla valutazione numerica dell'exergia distrutta che produce il suo funzionamento costituisce lo scopo dell'analisi exergetica - è definito basandosi sulla "finalità" perseguita dal generico dispositivo considerato. In base a questo approccio funzionale (P.P.S. = Physical Productive Structure o Struttura Fisica produttiva) ogni componente è caratterizzato dall'individuazione di uno "scopo" o "prodotto principale" per realizzare il quale il componente stesso è attraversato da flussi di differenti tipi di materia o di differenti tipi energia (cd." Fuels").

Con questo approccio metodologico il "bilancio" ("accounting") exergetico di un qualsiasi componente reale può scriversi equivalentemente secondo le seguenti espressioni:

$$\text{Eq.7) } Ex_{Fuel} = Ex_{Product} + Ex_{Loss} + Ex_{\delta}$$

$$\text{Eq.7b) } Ex_{\delta} = Ex_{Fuel} - Ex_{Product} - Ex_{Loss}$$

$$\text{Eq. 8) } \eta_{Ex} = \frac{\sum \dot{Ex}_{Pj}}{\sum \dot{Ex}_{Fj}} = 1 - \frac{\sum \dot{Ex}_{Lj} + \dot{Ex}_{\delta}}{\sum \dot{Ex}_{Fj}} = 1 - (Ex_{destr.} / Ex_{in})$$

Il termine Ex_{Loss} tiene conto del fatto che in un processo possono esserci flussi di materia con il loro contenuto exergetico che non sono utili al processo produttivo e vengono immessi nell'ambiente come "rifiuti" (Wastes)(come avviene per i gas combusti uscenti da un gruppo turbogas che non vengono riutilizzati in un generatore di vapore a recupero in un impianto a ciclo combinato).

Dalle equazioni precedenti è possibile ricavare la definizione di Rendimento Exergetico $\epsilon_{,k}$ di un generico componente k , definito come quel parametro adimensionale dato dal rapporto fra l'Exergia totale dei "Prodotti" e quella totale dei "Fuels" che entrano nel componente, la cui espressione in termini di Exergia Distrutta è riportata in Fig.3.

Oltre al Rendimento Exergetico (η_{ex}) o rendimento di seconda legge ($\epsilon_{,k}$) c'è anche un secondo parametro adimensionale utile all'ottimizzazione degli ECS, è la Irreversibilità Relativa $Y_{,k}$ (indicata nella letteratura scientifica col termine Exergy Destruction ratio) associata al generico componente k data dal rapporto fra l'Exergia distrutta dal componente k -imo e l'Exergia distrutta totale dell'ECS a cui il componente appartiene.

Tale parametro ci dà la misura di quanto il componente k -esimo facente parte dell'impianto contribuisca con la sua propria Exergia Distrutta all'ammontare complessivo di tutte le irreversibilità (valutabili con il calcolo dell'Exergia Distrutta totale) presenti nell'ECS in cui è inserito.

Per effettuare l'analisi exergetica di un qualsiasi componente di un impianto o di un processo industriale è quindi necessario calcolare l'exergia fisica o chimica di diverse sostanze come l'acqua o di una miscela di gas assunti come gas perfetti; si è quindi fatto ricorso ai dati termodinamici disponibili in banche dati internazionali (cfr.[7]) e alle relazioni termodinamiche relative al modello dei gas perfetti riportate in classici testi di termodinamica (cfr. [8],[9]).

2.0 Analisi dello stato dell'arte nella configurazione e nelle prestazioni delle centrali a ciclo combinato CCGT

Il panorama globale della generazione di energia elettrica sta attraversando una trasformazione senza precedenti, in cui le centrali a ciclo combinato a gas (CCGT) si confermano come il pilastro fondamentale per garantire la stabilità della rete in un contesto di crescente penetrazione delle fonti rinnovabili intermittenti. Al 2025-2026, lo stato dell'arte tecnologico delle CCGT non è più definito esclusivamente dal rendimento termodinamico puro, ma da una complessa integrazione di efficienza superiore al 64%, flessibilità operativa estrema, predisposizione alla combustione di idrogeno e sistemi avanzati di cattura della CO₂. (cfr. [10]). Il mercato delle turbine a gas, valutato circa 27,45 miliardi di dollari nel 2025 e proiettato verso i 30 miliardi entro il 2030, vede una competizione serrata tra i giganti GE Vernova, Siemens Energy e Mitsubishi Power, che insieme gestiscono oltre i due terzi della capacità globale in costruzione. (cfr. [10])

Dinamiche di mercato e driver della domanda globale

La crescita del settore è sostenuta da una domanda di elettricità che, secondo le proiezioni, aumenterà del 60% entro il 2040, spinta non solo dall'industrializzazione delle economie emergenti ma anche dall'esplosione dei carichi legati ai data center e all'intelligenza artificiale (AI). (cfr. [11]).

Questo scenario ha generato un mutamento di paradigma: le centrali CCGT stanno evolvendo da asset per la fornitura del carico di base (baseload) a unità di supporto flessibile e "firming" per le energie rinnovabili. (cfr. [12]).

In regioni come il Nord America e l'Asia, la necessità di energia affidabile 24 ore su 24 per supportare le infrastrutture digitali sta guidando nuovi investimenti in turbine di classe H e HL, considerate le più efficienti e pulite tra le opzioni a combustibili fossili disponibili.(cfr.[12]) L'industria sta rispondendo con un portafoglio di tecnologie che mirano a ridurre il costo livellato dell'energia (LCOE) attraverso economie di scala e modularità. La tendenza verso la decarbonizzazione ha reso la capacità di bruciare idrogeno e la "Carbon Capture Readiness" requisiti indispensabili per i nuovi impianti (cfr.[13]). In questo contesto, le strategie aziendali si stanno rifocalizzando sulla fornitura di soluzioni integrate che includono non solo la turbomachina, ma anche sistemi di controllo digitali e servizi di manutenzione a lungo termine (LTSA) basati su diagnostica predittiva. (cfr.[14])

Società	Sede Principale	Fatturato 2024 (miliardi USD)	Posizione di mercato
GE Vernova	Cambridge, USA	34.9	Leader globale, serie HA
Siemens Energy AG	Monaco, Germania	34.5	Serie HL e H-class
Mitsubishi Power	Tokyo, Giappone	34.18	Serie JAC e affidabilità SS

Baker Hughes	Houston, USA	27.8	Leader aeroderivative e O&G
Ansaldo Energia	Genova, Italia	1.2	Specializzazione GT36 e idrogeno

Tab.1a Tabella delle principali ditte costruttrici di CCGT e relativo fatturato (cfr. [15])

Architetture delle turbine a gas: Evoluzione della Classe H e HL

Il cuore pulsante di una moderna centrale CCGT è la turbina a gas ad alta temperatura. Negli ultimi anni, lo sviluppo si è concentrato sulla Classe H e sulla sua evoluzione HL, caratterizzate da temperature all'ingresso della turbina (TIT = Turbine Inlet Temperature) che superano i 1.600°C e arrivano alla soglia dei 1.700°C nelle configurazioni più avanzate grazie all'impiego di materiali sempre più performanti e resistenti alle temperature elevate di circa 2000K.

Tale incremento termico è giustificato dalla relazione termodinamica fondamentale dell'efficienza del ciclo di Brayton ($\eta_{\text{ciclo Brayton}} = 1 - T_0/T_{\text{comb}}$); aumentando la temperatura di combustione, si massimizza il lavoro estratto e si riduce l'entropia generata, permettendo di superare il muro del 64% di efficienza netta in ciclo combinato (cfr. [14]).

GE Vernova: La Serie HA

GE Vernova ha ottenuto la sua leadership con la serie HA (High Efficiency, Air-Cooled). Al 2025, la società ha celebrato il traguardo di oltre 200 unità ordinate (cfr.[14]). La tecnologia 7HA.03 (60 Hz) e 9HA.02 (50 Hz) rappresenta l'attuale

frontiera, offrendo non solo potenza ma anche una modularità senza precedenti che riduce i tempi di installazione di circa otto settimane rispetto alle classi precedenti cfr. [16]). La configurazione 7HA.03 può raggiungere una potenza in ciclo semplice di 430 MW e un'efficienza in ciclo combinato superiore al 64%, con una velocità di rampa di 75 MW/min che la rende ideale per il bilanciamento delle reti (cfr. [11]).

Siemens Energy: La Classe HL

Siemens Energy ha introdotto la serie HL (SGT5-9000HL e SGT6-9000HL) come portatore tecnologico verso livelli di efficienza superiori. Questi motori sfruttano l'esperienza della collaudata Classe H ma introducono pale con geometrie 3D evolutive per ridurre le perdite aerodinamiche e rivestimenti ceramici multistrato avanzati che minimizzano la necessità di aria di raffreddamento (cfr. [17]). Un elemento distintivo è il sistema Hydraulic Clearance Optimization (HCO), che controlla attivamente i giochi tra le parti rotanti e fisse, garantendo robustezza durante i transitori e riducendo il degrado delle prestazioni nel tempo (cfr. [17]).

Mitsubishi Power: La Serie JAC

Mitsubishi Power si distingue per la serie JAC (J-Series Air-Cooled), che ha accumulato oltre 3 milioni di ore operative commerciali, dimostrando un'affidabilità eccezionale del 99,7% (cfr. [18]). Le turbine JAC utilizzano un sistema di raffreddamento ad aria potenziato e barriere termiche (TBC) spesse che permettono di operare a 1.650°C (cfr. [19]). Questo design elimina la dipendenza dal raffreddamento a vapore tipico delle prime serie G e J, semplificando la gestione del ciclo bottoming e accelerando i tempi di avviamento dell'impianto a meno di 30 minuti (cfr. [18]).

Ansaldo Energia: La GT36 e la combustione sequenziale

Ansaldo Energia propone una soluzione unica con la GT36, basata sulla tecnologia della combustione sequenziale. Questo approccio prevede due camere di combustione in serie, permettendo una modulazione del carico (turndown) estremamente flessibile senza compromettere i limiti di emissione di NO_x e CO (cfr. [20]) La GT36 è in grado di operare a un carico ambientale minimo (MEL) del 20% in configurazione 1x1 e del 10% in 2x1, agendo come una vera e propria unità di bilanciamento per la rete (cfr. [20]). Inoltre, la combustione sequenziale è intrinsecamente predisposta per alte concentrazioni di idrogeno, rendendo la GT36 una delle macchine più "future-proof" sul mercato (cfr. [21]).

Modello	Potenza CC 1x1 (MW)	Efficienza CC (%)	Velocità di Rampa (MW/min)	Turndown (MEL %)
GE 9HA.02	838	>64.0	88	~35
Siemens SGT5-9000HL	880	>64.0	85	<40
Mitsubishi M701JAC	840	>64.0	66	50
Ansaldo GT36	800	62.6	50+	20

Tab.1b Tabella delle principali caratteristiche dei diversi impianti CCGT (cfr. [22])

Configurazioni di centrale: Single-Shaft vs Multi-Shaft

La progettazione di un impianto CCGT richiede una scelta strategica sulla disposizione meccanica degli alberi delle turbine. Le due configurazioni principali, Single-Shaft (SS) e Multi-Shaft (MS), offrono vantaggi distinti in base alle necessità del sito e del profilo di dispacciamento (cfr. [23]).

Ingegneria della configurazione Single-Shaft

Nella configurazione ad albero singolo, la turbina a gas, la turbina a vapore e il generatore elettrico sono allineati su un unico asse. Questa disposizione è storicamente prevalente nelle regioni a 50 Hz e in mercati dove lo spazio è limitato, come il Giappone (cfr. [23]).

L'innovazione chiave che ha reso la configurazione SS estremamente flessibile è l'introduzione del giunto SSS (Self-Synchronizing Clutch). Questo giunto meccanico, posizionato tra il generatore e la turbina a vapore, permette alla turbina a gas di avviarsi autonomamente e raggiungere il pieno carico mentre l'HRSG produce il vapore. Solo quando il vapore raggiunge le condizioni di pressione e temperatura adeguate, la turbina a vapore si innesta automaticamente, contribuendo alla potenza totale (cfr. [23]). Questo elimina la necessità di caldaie ausiliarie di grandi dimensioni per il riscaldamento del vapore e riduce i tempi di startup "hot" a meno di 30 minuti (cfr. [16]).

I vantaggi qualitativi della configurazione SS includono:

- **Riduzione del footprint:** Un impianto SS richiede circa il 33% di spazio in meno rispetto a un equivalente multi-shaft, ottimizzando l'uso del suolo (cfr. [23]).

- Costi di capitale (CAPEX): Grazie all'impiego di un solo generatore e un solo set di trasformatori principali e ausiliari, il risparmio sui costi di installazione è stimato tra il 3% e il 5% (cfr. [24]).
- Efficienza a carico parziale: In una centrale composta da più unità SS, è possibile spegnere interi blocchi mantenendo le unità rimanenti al 100% del loro punto di efficienza ottimale. Questo è superiore a una configurazione MS dove lo spegnimento di una GT costringe la grande turbina a vapore comune a lavorare in condizioni off-design (cfr. [23]).

Dinamiche della configurazione Multi-Shaft

La configurazione Multi-Shaft, tipicamente in schema 2x1 (due GT che alimentano una singola ST), rimane la scelta d'elezione per le grandi centrali di base che mirano alla massima efficienza al picco di carico (cfr. [24]). In questo assetto, la turbina a vapore di taglia maggiore può beneficiare di palettature più lunghe e un design termodinamico più raffinato, offrendo un vantaggio di rendimento dello 0,2-0,5% rispetto a due turbine a vapore più piccole in configurazione SS.²² Tuttavia, la complessità del sistema di controllo e la necessità di gestire linee di vapore comuni rendono questa soluzione meno agile nei frequenti cicli di startup/shutdown richiesti dai moderni mercati elettrici dominati dalle rinnovabili (cfr. [23]).

Categoria	Single-Shaft (SS)	Multi-Shaft (MS) 2x1
Efficienza Baseload	Elevata	Massima
Flessibilità Operativa	Eccellente (grazie al giunto SSS)	Moderata
Affidabilità di Sistema	99.7% (dati flotta JAC)	Elevata (ridondanza GT)
Costo di Manutenzione	Inferiore (meno generatori)	Superiore
Complessità Costruttiva	Elevata (allineamento alberi)	Moderata

Tab.1c Tabella di confronto fra le configurazioni single - shaft e multi - shaft (cfr. [23])

Integrazione con l'idrogeno: Sfide e soluzioni tecnologiche

La transizione verso un'economia a zero emissioni ha imposto che le CCGT diventino "H2-ready". L'idrogeno presenta proprietà fisiche e chimiche radicalmente diverse dal metano: una velocità di fiamma otto volte superiore e una temperatura adiabatica di fiamma più elevata, che incrementano il rischio di flashback e la formazione di ossidi di azoto (NOx) (cfr. [20]). Al 2025, i principali OEM offrono macchine capaci di bruciare miscele di idrogeno tra il 30% e il 50% in volume (vol%) con una roadmap chiara verso il 100% entro il 2030(cfr. [14]).

Meccanismi di combustione per l'idrogeno

GE Vernova utilizza il sistema di combustione DLN 2.6e, che sfrutta la premiscelazione avanzata e lo staging assiale del carburante per gestire la reattività dell'idrogeno mantenendo le emissioni entro i limiti di legge senza iniezione d'acqua.³ Mitsubishi Power sta facendo test su scala reale presso il "T-Point 2" in Giappone, avendo già dimostrato il funzionamento stabile al 30% di idrogeno e puntando alla validazione del 100% entro la fine dell'anno 2024 (cfr. [18]).

Ansaldo Energia, con la tecnologia sequenziale della GT36, è in grado di iniettare idrogeno in due stadi successivi. Se la prima fiamma diventa troppo instabile a causa dell'alta concentrazione di H₂, il carico termico viene spostato sulla seconda camera, che opera in condizioni di auto-accensione meno soggette a flashback (cfr. [20]). Questa capacità rende la GT36 una delle piattaforme più promettenti per la combustione di idrogeno puro, con test che mostrano già la fattibilità del 70% di H₂ senza necessità di de-rating della potenza (cfr. [10]).

Implicazioni sull'intero ciclo termodinamico

L'uso dell'idrogeno non influenza solo la turbina a gas. I fumi della combustione dell'H₂ contengono una quantità di vapore acqueo molto superiore rispetto a quelli del gas naturale, alterando il calore specifico dei gas esausti e, di conseguenza, il profilo di scambio termico nell'HRSG (cfr. [25]). Questo richiede un sovradimensionamento di alcuni componenti del ciclo bottoming o l'adozione di sistemi di controllo avanzati per proteggere la turbina a vapore da temperature eccessive (cfr. [26]).

Nonostante queste sfide, la sostituzione del carbone con impianti JAC alimentati a idrogeno può ridurre le emissioni di CO₂ fino al 70-100% (cfr. [27]).

Carbon Capture e Sequestration (CCS) nelle centrali CCGT

Per gli impianti che non possono essere convertiti all'idrogeno nel breve termine, la cattura post-combustione della CO₂ è l'unica alternativa per la decarbonizzazione profonda. La sfida principale per le CCGT è la bassa concentrazione di CO₂ nei fumi (3-5% mol.), che richiede grandi volumi di solventi e molta energia per la rigenerazione (cfr. [25]).

Exhaust Gas Recirculation (EGR) come enabler

Il ricircolo dei gas di scarico (EGR) è emerso come lo stato dell'arte per migliorare l'economia del CCS. In questo schema, circa il 30-40% dei gas in uscita dall'HRSG viene raffreddato, pulito e reimpresso all'ingresso della turbina a gas (cfr. [28]).

I benefici dell'integrazione EGR-CCS sono molteplici:

- **Concentrazione di CO₂:** L'EGR aumenta la frazione molare di CO₂ nei fumi dal 4% a circa l'8%, migliorando drasticamente l'efficienza dei solventi chimici (come le ammine) nell'assorbire la CO₂ (cfr. [28]).
- **Riduzione della portata:** La massa d'aria trattata dall'unità di cattura si riduce di circa il 50%, permettendo l'uso di colonne di assorbimento e stripping molto più compatte ed economiche (cfr. [28]).
- **Conservazione dell'energia:** La riduzione della portata d'aria porta a una minore degradazione del solvente indotta dall'ossigeno e a un minore consumo di vapore per la rigenerazione, recuperando circa lo 0,4-2% di efficienza netta dell'impianto rispetto a una configurazione CCS standard (cfr. [25]).

Tecnologie di cattura avanzate

Società come Honeywell, in collaborazione con Samsung E&A, stanno promuovendo il sistema Advanced Solvent Carbon Capture (ASCC), capace di tassi di cattura superiori al 95% (cfr. [29]). Questa tecnologia utilizza solventi a base di ammine ad alta stabilità che permettono di operare a pressioni più elevate nello strippatore, riducendo il lavoro necessario per la compressione finale della CO₂ destinata allo stoccaggio geologico (cfr. [29]). L'integrazione digitale tramite Experion Solution Suites permette inoltre di monitorare in tempo reale l'impronta carbonica e ottimizzare il consumo energetico parassita del sistema di cattura (cfr. [29]).

Prestazioni dinamiche e il ruolo dell'AI

Le CCGT moderne sono diventate "centrali intelligenti". L'integrazione di gemelli digitali (digital twins) e sistemi di controllo basati sull'intelligenza artificiale permette di spingere le macchine al limite della busta operativa senza compromettere la vita utile dei componenti critici (cfr. [10]).

Velocità di rampa e flessibilità di startup

L'agilità è misurata dalla velocità con cui l'impianto può rispondere ai segnali del dispacciatore di rete. La Classe HA di GE offre rampa di carico fino a 88 MW al minuto, mentre i sistemi HL di Siemens raggiungono gli 85 MW/min (cfr. [22]).

Tali prestazioni sono rese possibili da una gestione termica sofisticata che preriscalda i componenti critici o utilizza materiali con coefficienti di espansione termica ottimizzati per sopportare cicli rapidi (cfr. [20]).

Inoltre, la modalità "Park Mode" o "Low Load Operation" consente alle turbine di rimanere sincronizzate alla rete a carichi bassissimi (anche solo il 5-10% della potenza nominale) con emissioni conformi (cfr. [20]). Questo evita i costi elevati e lo stress meccanico associato agli spegnimenti e ai riavvii completi durante le ore di picco della produzione solare o eolica (cfr. [20]).

Manutenzione predittiva e disponibilità

L'affidabilità è garantita da piattaforme come TOMONI di Mitsubishi Power, che monitora costantemente i dati sensoriali per identificare anomalie prima che si trasformino in guasti catastrofici (cfr. [23]). Questo approccio ha permesso di estendere gli intervalli tra le ispezioni principali (Hot Gas Path Inspection) a oltre 33.000 ore operative equivalenti (EBH), riducendo notevolmente i costi del ciclo di vita e garantendo una disponibilità degli impianti superiore al 95% (cfr. [13]).

2.1 Descrizione dell'Impianto a GN CCGT di Chivasso (To)

Si è proposta di seguito l'analisi exergetica della Centrale Termoelettrica a gas naturale di Chivasso (To) perché è uno dei pochissimi impianti esistenti in Italia ad avere come dato di progetto una potenza elettrica lorda molto alta paragonabile a quella di un impianto nucleare cioè circa 1200 MW_{el}. Il confronto è pertinente in quanto i risultati di un'analisi exergetica condotta per un impianto nucleare (cfr. [30,31]) sono in pieno accordo con i valori di rendimento exergetico di una camera di combustione convenzionale (cfr. [32]).

Questo dato è stato assunto come il parametro più significativo per confrontare due impianti di potenza che forniscono lo stesso prodotto (Potenza Elettrica immessa nella rete nazionale) ma operando una conversione energetica delle risorse naturali necessarie per alimentare i suddetti impianti, l'impianto CCGT di Chivasso sfrutta il processo di combustione che converte il potenziale chimico

del gas naturale in potenza termica che sarà poi convertita dai diversi componenti dell'impianto in potenza elettrica utile.



Fig.4a Vista dal piazzale di ingresso dell'impianto termoelettrico CCGT di Chivasso (To)

Si riportano di seguito le linee essenziali della descrizione dell'Impianto termoelettrico CCGT (Combined Cycle Gas Turbine) di Chivasso (To) così come desumibile dalla relazione tecnica dei processi produttivi (cfr. [33]) - Allegato B18 dell'Autorizzazione Integrata Ambientale (A.I.A.) del ministero dell'ambiente (MATTM), che, assieme ai dati forniti dal responsabile di impianto (cfr. [34,35]), costituisce la fonte essenziale per l'implementazione dell'analisi exergetica.

La Centrale termoelettrica di Chivasso è costituita da due gruppi in assetto a ciclo combinato, di diversa potenza e struttura ed è alimentata esclusivamente a gas naturale prelevato dalla rete nazionale mediante gasdotto.

Il vapore in uscita dalle turbine a vapore è condensato mediante un sistema ad acqua in ciclo aperto. Lo schema generale di Impianto è riprodotto in Fig.4b.

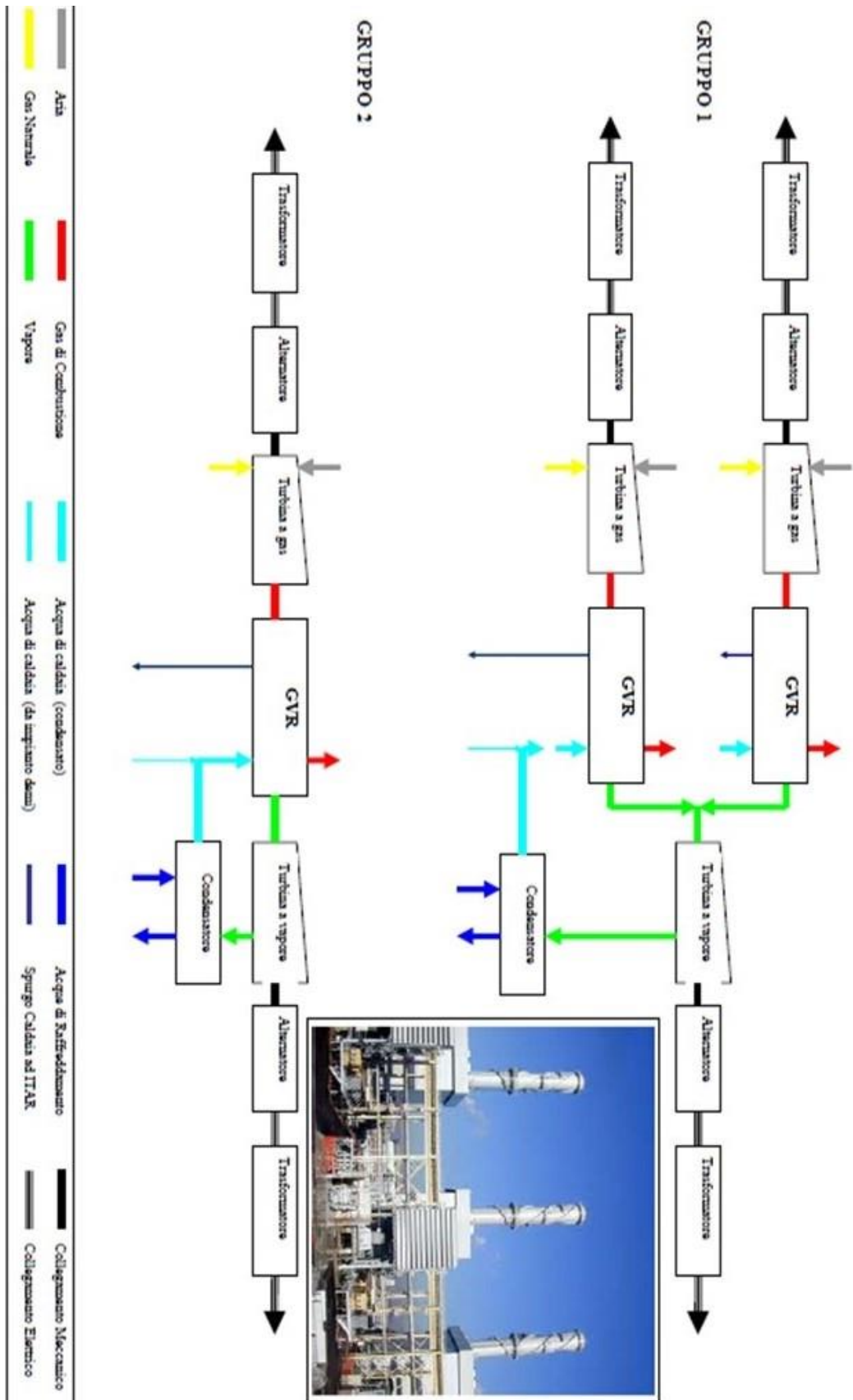


Fig.4b Schema generale dell'impianto termoelettrico CCGT di Chivasso

Come si vede dallo schema in Fig.4b (cfr. [33]) l'Impianto CCGT è articolato su 2 moduli a ciclo combinato per una potenza totale lorda di circa 1190 MW_{el}.

Il modulo 1 ha una potenza di circa 800 MW elettrici lordi ed è costituito da:

- 2 alternatori da 318 MVA di costruzione General Electric, trascinati da:
- 2 turbine a gas (TG12-TG13) di costruzione General Electric. I gas di scarico di queste alimentano:
- 2 generatori di vapore a recupero (GVR12-GVR13) di costruzione Ansaldo Caldaie che, in parallelo, alimentano:
- 1 sola turbina a vapore di costruzione Ansaldo Energia. Alla turbina è collegato:
- 1 alternatore di costruzione Alstom da 320 MVA. L'assetto di impianto rispetta quindi il criterio di progettazione dei cicli combinati per cui la potenza delle turbine a gas è circa doppia della potenza della turbina a vapore.

Il modulo 2 ha una potenza di Potenza 383 MW elettrici lordi ed è costituito da:

- 1 alternatore da 318 MVA di costruzione General Electric, trascinato da:
 - 1 turbina a gas (TG22) di costruzione General Electric i cui gas di scarico alimentano:
 - 1 generatore di vapore a recupero (GVR22) di costruzione Ansaldo Caldaie.
- Il vapore prodotto alimenta:

- 1 turbina a vapore di costruzione Ansaldo, in esercizio da numerosi anni presso la centrale nel suo precedente assetto convenzionale, opportunamente riadattata e depotenziata, che trascina 1 alternatore di costruzione Ansaldo da 285 MVA, anche esso di costruzione precedente e depotenziato, in modo da rispettare il già citato criterio di progettazione.

Le turbine a gas sono alimentate con gas naturale e dotate di combustori a bassa produzione di NO_x (DLN) L'approvvigionamento del combustibile avviene attraverso un gasdotto di proprietà lungo circa 4,1 Km e derivato, a monte della stazione di misura, dalla rete nazionale. Il consumo medio a massimo carico di ogni turbogas è di circa 67.000 Nm³/h (circa 70.000 Sm³/h).

I due moduli, sinteticamente, hanno le seguenti caratteristiche:

Modulo 1

- Potenza termica: 1.385 MW_{th};
- Potenza elettrica netta: 790 MW_{el};
- Rendimento elettrico netto: 56,03%.

Modulo 2

- Potenza termica: 683 MW_{th};
- Potenza elettrica netta: 383 MW_{el};
- Rendimento elettrico netto: 56,08%.

Il rendimento elettrico complessivo netto è uguale al 56,04%.

Più dettagliatamente si descrivono i componenti principali costituenti l'impianto nel suo assieme, precisando che **i tre turbogas ed i tre GVR sono identici.**

Gruppi Turbogas

Le turbine a gas impiegate in ciclo combinato sono di fornitura General Electric a singolo albero costituite dal compressore, dal combustore, dalla turbina e dall'alternatore.

L'aria viene compressa fino a circa 15 bar e con il gas naturale è inviata al combustore tipo DLN-2 dove avviene la combustione, con generazione di gas compressi caldi, la cui energia è trasformata in energia meccanica attraverso l'espansione degli stadi della turbina. L'energia meccanica viene trasformata in energia elettrica nell'alternatore ad essa collegato. Le caratteristiche principali dichiarate dal costruttore in condizioni ISO ($T=15^{\circ}\text{C}$ e $P=1$ bar) sono le seguenti:

Turbina General Electric MS9001FA mod.PG9351FA:

- portata aria all'aspirazione del compressore: 2.268 t/h;
- pressione del gas naturale all'ingresso del combustore: 3 MPa;
- temperatura del gas naturale all'ingresso del combustore: 35°C ;
- temperatura della camera di combustione: 1.327°C (1600K);
- temperatura del gas all'uscita dalla turbina: 609°C – 625°C (altre condizioni).

Generatore di Vapore a Recupero (GVR)

Il generatore di vapore a recupero è uno scambiatore di calore che ha la funzione di trasferire il calore dei gas in uscita dal turbogas all'acqua demineralizzata e condizionata circolante in un ciclo termico tradizionale, per la produzione di vapore surriscaldato. Lo scambio termico avviene quindi tra fluido primario (gas caldi) e fluido secondario (acqua-vapore).

Il sistema è costituito da 3 sezioni di scambio termico (Alta, Media e Bassa Pressione) a circolazione naturale disposte verticalmente rispetto al flusso dei fumi. Ciascuna di esse è essenzialmente costituita da un Economizzatore, un Evaporatore ed un Surriscaldatore; nella sezione di BP è presente una torretta degasante integrata sul corpo cilindrico. Sia il surriscaldatore di AP che il risurriscaldatore sono divisi in 2 sezioni da un sistema di desurriscaldamento ad acqua.

Il vapore esausto in scarico dalle turbine a vapore alla pressione di 0,037 bar ed alla temperatura di circa 28 °C viene scaricato nei singoli condensatori raffreddati con acqua in ciclo aperto. I gas di combustione freddi sono rilasciati in atmosfera, in assenza di necessità di trattamento, mediante tre camini simili, aventi le seguenti caratteristiche:

- Portata Fumi tal quale: 2.500.000 Nm³/h;
- Temperatura Fumi: 95°C circa.

La portata normalizzata è di circa 2.000.000 Nm³/h, con una concentrazione massima secondo la normativa recente risultante dai dati del 2018(cfr. [13]) ha portato le emissioni di NO_x a 35mg/Nm³ e il CO a 30 mg/Nm³.

Turbine a Vapore

La turbina a vapore del modulo 1 ha una potenza nominale di 280 MW_{el} ed è di nuova costruzione, del tipo tandem compound a condensazione a risurriscaldamento di fornitura Ansaldo; è costituita da quattro distinte sezioni, una di alta, una di media e due di bassa pressione a doppio flusso.

La turbina a vapore del modulo 2, da 130 MW_{el}, è anch'essa del tipo tandem compound a condensazione a risurriscaldamento, costituita da tre distinte sezioni una di alta e media pressione, di nuova costruzione, e due sezioni di bassa pressione una a semplice e una a doppio flusso.

Riassumendo, le caratteristiche principali di funzionamento delle turbine sono:

Modulo 1 carico nominale: 280 MW; pressione assoluta al condensatore: 0,037 bar.

Modulo 2 carico nominale: 130 MW; pressione assoluta al condensatore: 0,037 bar.

Opere di Presa e Restituzione delle Acque di Raffreddamento

L'acqua necessaria al raffreddamento dei condensatori e degli ausiliari, per un totale di 18 m³/s viene prelevata dall'apposita opera di presa dallo Scaricatore II del canale Cavour (vedi Fig.5). Le pompe (2 al 50%) forniscono una portata di 41.400 m³/h (11,5 m³/s) per il Modulo 1 e 19.800 m³/h (5,5 m³/s) per il Modulo 2 con una prevalenza di 10,5 metri. Le acque sono restituite ad una temperatura dipendente da quella in ingresso e sempre inferiore a 35°C come da normativa.



Fig.5 Opere di presa e restituzione delle acque di raffreddamento nel fiume Po e nel canale Cavour

2.2 Modello fisico matematico del CCGT

Per effettuare l'Analisi Exergetica del CCGT si considerano valide e si adottano nel seguito le seguenti ipotesi semplificative del modello fisico-matematico:

- 1) Tutti i valori di Exergia per l'acqua sono calcolati partendo dalle seguenti condizioni ambientali di riferimento: $P_0=101,3$ [kPa]; $T_0=298,15$ [K]; $s_0=0,366$ [kJ/kgK]; $h_0=104,85$ [kJ/kg] sono desunte da Zittau (cfr. [7]);
- 2) Il GN è composto da Metano per più del 99% e ha un PCI di 48.814 KJ/Kg (leggermente inferiore a quello del metano puro per presenza di inerti) e la sua exergia in prima approssimazione coincide (a meno del 4%) col PCI.
- 3) I valori di exergia per i gas combusti sono calcolati con la formula per l'exergia di un gas perfetto (cfr. [8,9]) e si considerano gas perfetti come l'aria con composizione molare di Azoto (78%), Ossigeno (21%) e Argon (0.01%) le cui proprietà sono desunte da Zittau fluid properties (cfr. [7]);
- 4) In tutti i bilanci i componenti sono considerati ADIABATICI;

- 5) Gli scambiatori di calore non hanno dispersioni termiche verso l'esterno;
- 6) Per il calcolo delle emissioni inquinanti si è calcolato il funzionamento equivalente a piena potenza dell'impianto sulla base dei dati (cfr. [34]);
- 7) Tutti i bilanci si riferiscono allo schema semplificato riportato in Figura 7;
- 8) L'analisi exergetica è condotta in R.S. con i dati di progetto sopra citati;
- 9) I flussi con * (cfr. Allegato 1) indicano i valori delle proprietà TD dei gas combustibili;
- 10) L'equazione per il calcolo dell'exergia di un gas perfetto (cfr. [8,9,34,36]) è:

$$ex = C_p * [T - T_0 * (1 + \ln(T/T_0))] + R * T_0 * \ln(P/P_0) \text{ (Eq.9)}$$

in cui R è la costante del gas [KJ/KgK], $T_0 = 298.15$ K, $P_0 = 1$ bar, C_p è il calore specifico del gas perfetto [KJ/KgK] e T è espressa in [K] e P è la pressione [bar];

- 11) Il GVR realmente installato (v. Fig.6) è del tipo a 3 livelli di pressione (3LP) con risurriscaldatore (RH) ed è assunto ADIABATICO come gli altri componenti ma è l'unico ad avere un termine di Exergia dispersa (*Exergy Loss*) diversa da zero in quanto i gas combustibili vengono rilasciati in ambiente attraversando il camino (Stack) con la loro exergia fisica;

- 12) E'importante evidenziare che l'area del grafico (v. Fig.6a e cfr. [36]) rappresentativo dello scambio termico fra gas combusti e acqua che evolve nel ciclo a vapore (v.Fig.6b) rappresenta l'exergia DISTRUTTA nel processo di trasferimento di potenza termica che avviene nel GVR;
- 13) Quanto più l'exergia DISTRUTTA è ridotta (con conseguente aumento delle superfici di scambio termico, del numero degli scambiatori presenti all'interno del GVR e quindi del numero di livelli pressione) tanto più migliora lo scambio termico (v. Fig.6a) che si verifica nel GVR ovvero quest'ultimo è caratterizzato da minori irreversibilità (si può notare in tal caso una riduzione del termine S_{gen} [kW/K] che rappresenta la produzione di entropia del processo);
- 14) Il GVR (generatore di vapore a recupero) schematizzato per effettuare i calcoli è molto semplificato (v. Fig.7) e rappresentato come una serie di 7 scambiatori di calore in cui il fluido freddo è l'acqua di alimento e il fluido caldo è costituito dai gas combusti che si raffreddano dall'uscita del turbogas fino al camino del GVR.

15) In alcuni casi il layout di impianto CCGT può prevedere l'installazione di due GVR identici - i più efficienti sono quelli a tre livelli di pressione con risurriscaldamento RH (3LP+RH) (v. Fig.6c) - che operano in parallelo (v. Fig.6d) e alimentano, per la realizzazione operativa del ciclo a vapore, un'unica turbina a vapore a cui è collegato un condensatore (ad acqua o ad aria che chiude il ciclo termico a vapore) e un generatore elettrico.

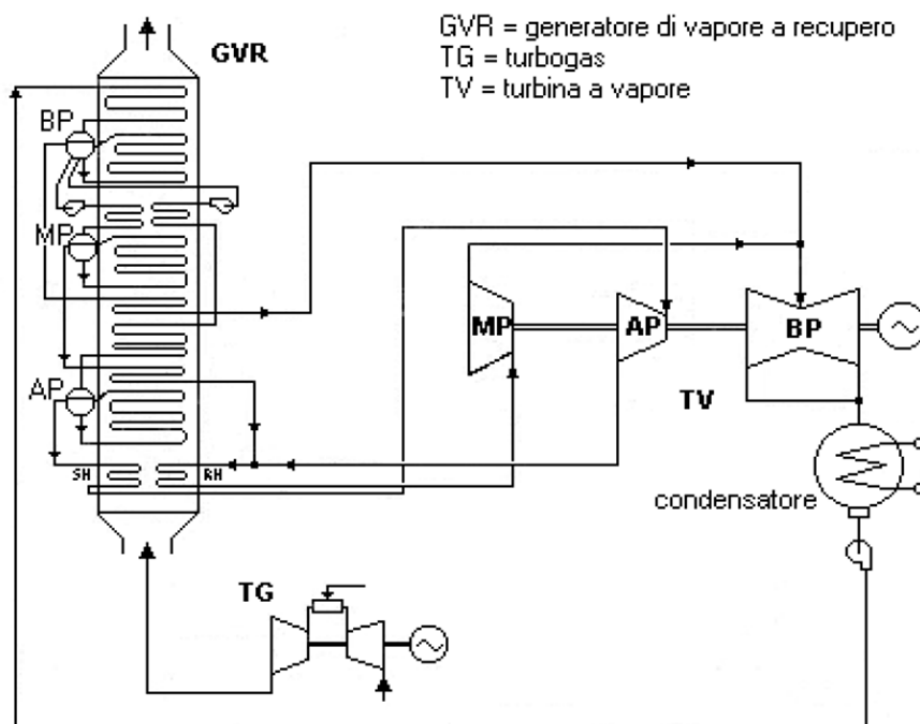


Fig.6c Schema del CCGT con GVR a tre livelli di pressione e risurriscaldamento (3LP+RH)

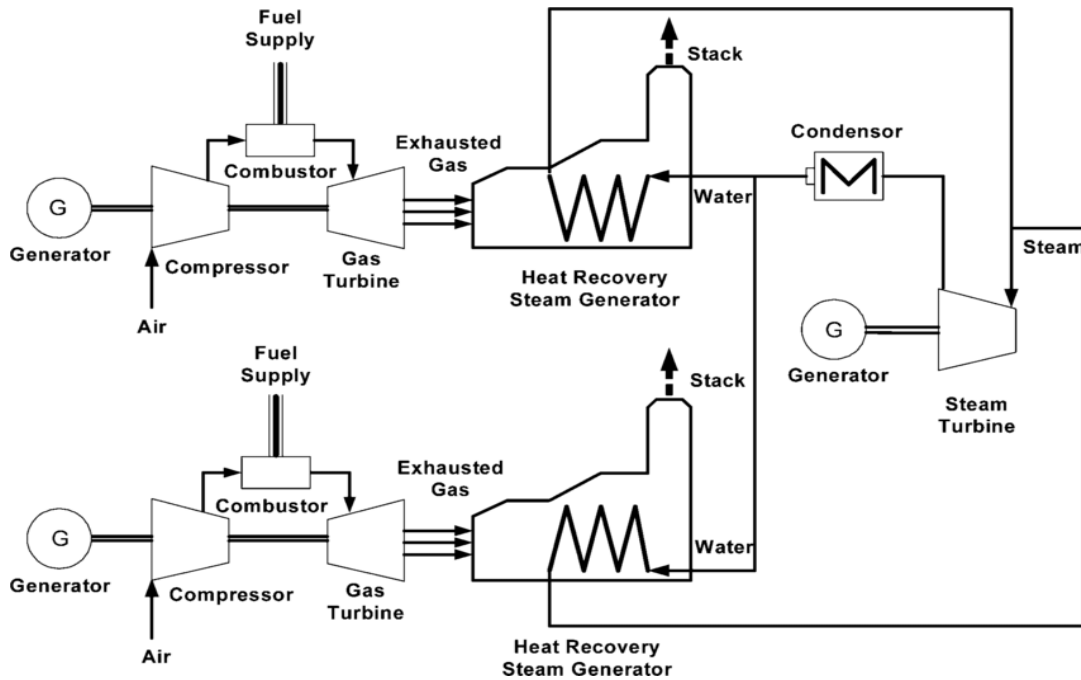


Fig.6d Layout di impianto CCGT con 2 GVR in parallelo con un'unica Turbina a vapore

2.3 Bilanci exergetici e exergy *analysis* dell'Impianto CCGT di Chivasso (To)

Per scrivere i bilanci exergetici di tutti i componenti dell'Impianto CCGT (che è semplicemente l'unione di due moduli a ciclo combinato Mod.1 e Mod.2) si farà riferimento alle ipotesi del modello fisico-matematico sopra riportato e alla Figura 7 in cui ci sono i numeri dei flussi di materia e di energia le cui proprietà termodinamiche sono desunte dai bilanci termici di impianto (cfr. [34,35]).

I calcoli di tutte le grandezze termodinamiche dei flussi di materia e di energia sono riportati in dettaglio nell'Allegato 1 (Tabelle dei flussi e delle proprietà termodinamiche del CCGT). Utilizzando le equazioni 7) e 8) e le strutture fisico-produttive dei componenti già visti per un Impianto Nucleare (cfr. [30,31]), possiamo attribuire ad ogni componente del Modulo 2 del CCGT la sua P.P.S. come riportato nella successiva Tab.2 e i dati relativi ai bilanci exergetici e generare di conseguenza i risultati dell'analisi exergetica dello stesso Modulo 2.

COMP.	Physical Productive Structure			Component's Process Data				
	Ex.[F]	Ex.[P]	Ex.[L]	UEL [MW]	PROD. [MW]	LOSS [MW]	DESTR. [MW]	Rend.Ex.
COMPR.	Ex7* = SP7	Ex2*-Ex1*	-	239.584	232.370	0.000	7.214	96.989%
Com.Chamb	Ex3*=m3*Fsz*LHV	Ex4*-Ex2*	-	707.700	495.845	0.000	211.856	70.064%
GT	Ex4*-Ex5*	Ex6*= SP6	-	542.359	509.186	0.000	33.173	93.884%
GEtg	Ex8* = SP8	Ex9*= Pel9	-	269.602	260.233	0.000	9.369	96.525%
HexA	Ex3-Ex2	Ex12-Ex10	-	12.184	7.575	0.000	4.609	62.168%
HexB	Ex4-Ex3	Ex13quater-Ex12	-	21.627	7.842	0.000	13.785	36.259%
HexC	Ex5-Ex4	Ex17-Ex13ter	-	9.301	6.369	0.000	2.932	68.475%
HexD	Ex6-Ex5	Ex31-Ex13bis	-	33.531	28.980	0.000	4.551	86.427%
HexE	Ex7-Ex6	Ex31bis-Ex31	-	47.698	42.049	0.000	5.648	88.158%
HexF	Ex8-Ex7	m23(ex42-ex23)	-	6.732	6.317	0.000	0.414	93.843%
HexG	Ex1-Ex8	Ex33-Ex31bis	-	40.149	36.011	0.000	4.138	89.693%
HSRG(GVR)	Ex1 = Exin	$\sum m^* \Delta ex$	Ex2	177.624	135.143	6.402	36.079	76.084%
HPST	m40*(ex40-ex41)	Ex47= SP47	-	29.241	27.092	0.000	2.149	92.650%
MPST	m42*(ex42-ex44)	Ex48= SP48	-	46.543	44.671	0.000	1.872	95.977%
LPST	Ex44-Ex45	Ex49= SP49	-	79.278	61.491	0.000	17.787	77.564%
COND	Ex16-Ex15	Ex45-Ex46	-	3.760	1.999	0.000	1.761	53.169%
PEC	Ex14= Pel14	Ex10-Ex46	-	0.138	0.097	0.000	0.041	70.238%
FWP	Ex18= Pel18	Ex30-Ex13bis	-	1.219	1.100	0.000	0.119	90.256%
GETvM2	Ex59= SP59	Ex60= Pel60	-	133.254	129.283	0.000	3.971	97.020%
CCGT Mod.2	Ex5+Ex11+Ex10+Ex15)+ S.C.+Pel18+Pel14	E.P. NET	Ex2	714.61	382.82	6.40	325.39	53.57%
	Autoconsumi (S.C.)	5.34 [MWel]						
				η_{exTG}	36.77%	Y_{dTG}	261.611	80.40%
				η_{enTG}	37.50%	Y_{dGV+T}	63.779	19.60%

Tab.2 P.P.S. dei componenti del Modulo 2 e risultati dell'analisi exergetica

Exergy Analysis del CCGT Modulo 2 Chivasso		
COMPONENTS	Exergy Destruction [MW]	Ex. Destr.Ratio M2 Yd,k [%]
Ciclo gas (TG 22)	261.61	80.4%
Ciclo vapore(GVR+TV)	63.78	19.6%
CC	211.86	65.11%
GVR	36.08	11.09%
GT	33.17	10.19%
TV(A,M,B)	24.17	7.43%
GEtv+GEtg	13.34	4.10%
Other Comp.	6.77	2.08%
Overall CCGT Mod.2	325.39	100.00%
Yd,k [%]	Exergy Destruction ratio	

Tab.3 Risultati delle exergie distrutte e delle irreversibilità relative dei componenti del Modulo2

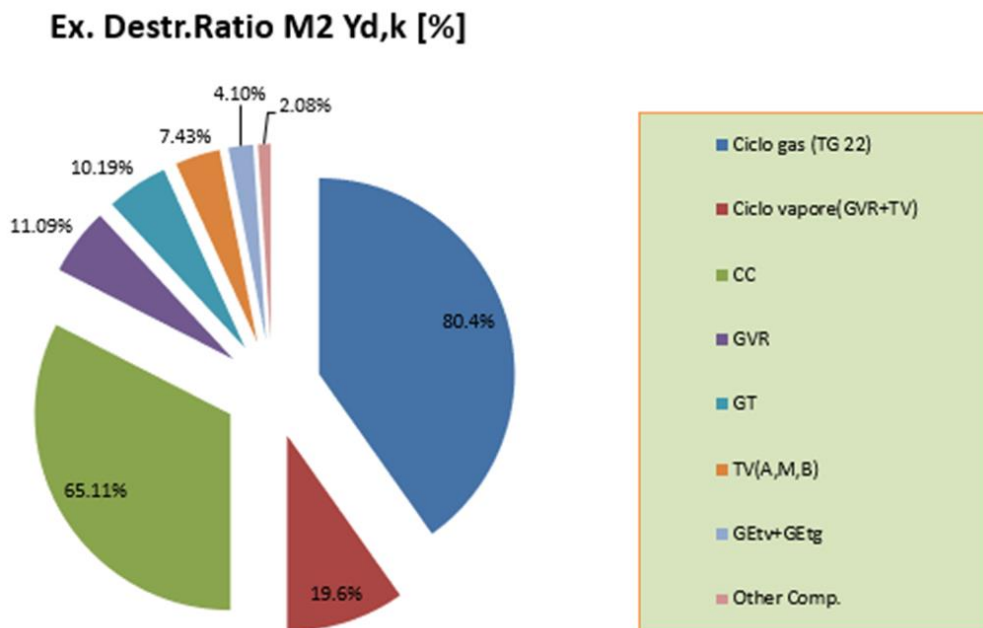


Fig.8 Rappresentazione delle exergy destr.ratio e ripartizione delle exer.distr. di TG e ciclo a vapore in M2

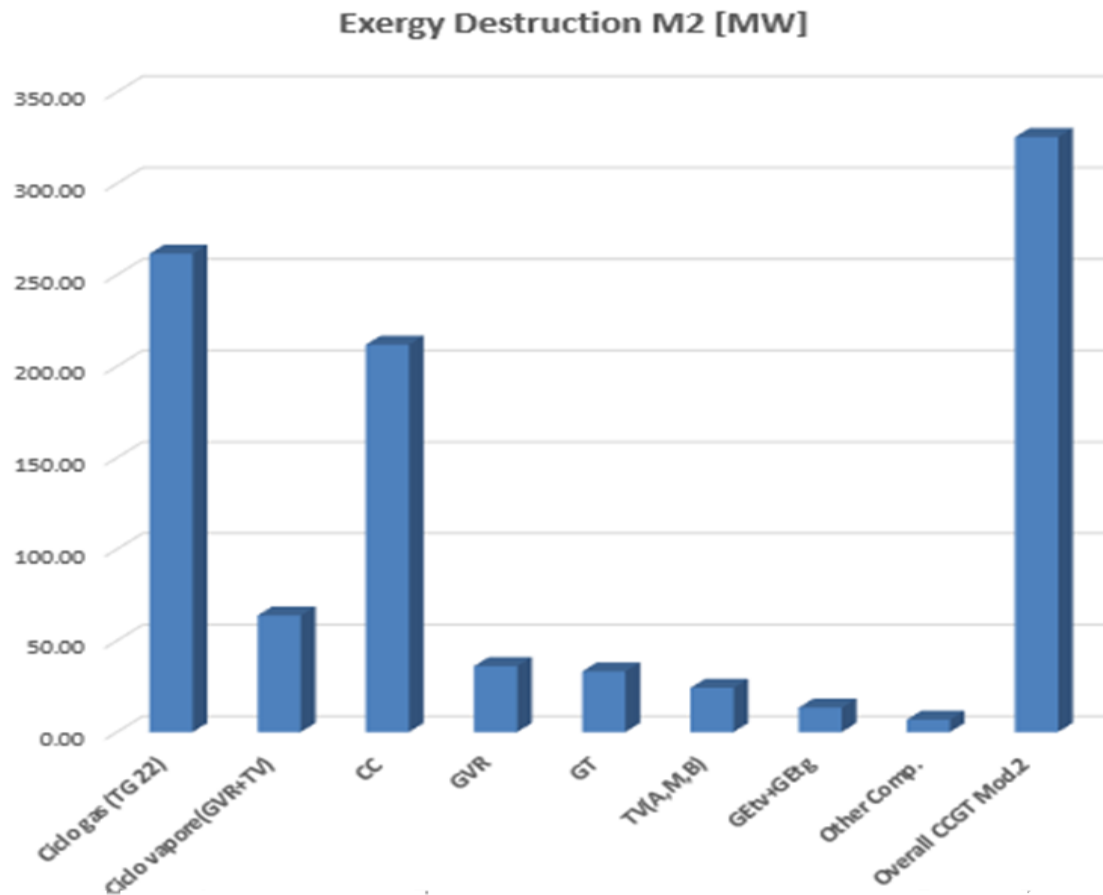


Fig.9 Rappresentazione con gli istogrammi dei risultati dell'analisi exergetica dell'Impianto CCGT M2

Per effettuare lo stesso procedimento di analisi exergetica per il Modulo 1, ricordiamo che i gruppi turbogas e i GVR sono identici a quelli del Modulo2 e le stesse semplificazioni adottate per il GVR del Modulo 2 valgono anche in maniera analoga per il Modulo 1.

Per l'analisi exergetica del Modulo 1 bisogna tenere in conto che cambiano esclusivamente i valori delle portate massiche (non i valori delle proprietà termodinamiche del ciclo a vapore identico a quello del Modulo 2) della sezione a vapore a valle dei due GVR e cambiano i valori degli autoconsumi che sono di 5.34 MW_{el} per il Modulo 2 e di circa il doppio (9.34MW_{el}) per il Modulo 1 (cfr. [34]).

Lo schema di riferimento per attribuire le P.P.S. e scrivere i bilanci exergetici dei componenti del Modulo 1 per effettuare l'*exergy analysis*, è riportato in Figura 10.

I calcoli di tutte le grandezze termodinamiche dei flussi di materia e di energia sono riportati in dettaglio nell'Allegato 1 (Tabelle dei flussi e delle proprietà termodinamiche del CCGT) anche per il Modulo 1 del CCGT di Chivasso (To).

Anche in questo caso, utilizzando le Equazioni 7) e 8) e le strutture fisico-produttive dei componenti già visti per il Modulo 2, possiamo attribuire ad ogni componente del Modulo 1 del CCGT la sua P.P.S., come riportato successivamente nella seguente Tabella 4, e organizzare i dati relativi ai bilanci exergetici e conseguentemente generare i risultati dell'analisi exergetica dello stesso Modulo 1 (vedi Tab.5 e i risultati rappresentati in Figura 11 e Figura 12).

COMP.	Physical Productive Structure			Component's Process Data				Rend.Ex.
	Ex.[F]	Ex.[P]	Ex.[L]	FUEL [MW]	PROD. [MW]	LOSS [MW]	Ex.DESTR.[MW]	
COMPR.1	Ex7* = SP7	Ex2*-Ex1*	-	239.584	232.370	0.000	7.214	96.989%
Com.Chamb.1	Ex3*=m3*Fsz*LHV	Ex4*-Ex2*	-	707.700	495.845	0.000	211.856	70.064%
GT1	Ex4*-Ex5*	Ex6* = SP6	-	542.359	509.186	0.000	33.173	93.884%
GEtg1	Ex8* = SP8	Ex9* = Pel9	-	269.602	260.233	0.000	9.369	96.525%
HSRG(GVR)1	Ex1 = Exin	$\Sigma m \cdot \Delta ex$	Ex2	177.624	135.143	6.402	36.079	76.084%
FWP1	Ex18= Pel18	Ex30-Ex13bis		1.219	1.100	0.000	0.119	90.256%
PEC1	Ex14= Pel14	Ex10-Ex46bis		0.138	0.097	0.000	0.041	70.202%
HPST	m40*(ex40-ex41)	Ex47= SP47		59.202	56.309	0.000	2.892	95.114%
MPST	m42*(ex42-ex44)	Ex48= SP48	-	96.899	93.260	0.000	3.639	96.245%
LPST	Ex44-Ex45	Ex49= SP49	-	155.504	143.254	0.000	12.250	92.122%
COND	Ex16-Ex15	Ex45-Ex46	-	7.850	3.747	0.000	4.103	47.730%
GETvM1	Ex59= SP59	Ex60= Pel60		292.823	279.748	0.000	13.075	95.535%
COMPR.2	Ex7* = SP7	Ex2*-Ex1*	-	239.584	232.370	0.000	7.214	96.989%
Com.Chamb.2	Ex3*=m3*Fsz*LHV	Ex4*-Ex2*	-	707.700	495.845	0.000	211.856	70.064%
GT2	Ex4*-Ex5*	Ex6* = SP6	-	542.359	509.186	0.000	33.173	93.884%
GEtg2	Ex8* = SP8	Ex9* = Pel9	-	269.602	260.233	0.000	9.369	96.525%
HSRG(GVR)2	Ex1 = Exin	$\Sigma m \cdot \Delta ex$	Ex2	177.624	135.143	6.402	36.079	76.084%
FWP2	Ex18= Pel18	Ex30-Ex13bis		1.219	1.100	0.000	0.119	90.256%
PEC2	Ex14= Pel14	Ex10-Ex46bis		0.138	0.097	0.000	0.041	70.202%
CCGT Mod.1	Ex3*+Ex1*+ (Ex16-Ex15)+S.C.+Pel18+Pel14	E.P. NET	Ex2	1,432.59	788.13	12.80	631.66	55.01%
	Autoconsumi (S.C.)	9.37 [MWel]						

Tab.4 P.P.S. dei componenti del Modulo 1 e risultati dell'analisi exergetica

Exergy Analysis del CCGT Modulo 1 Chivasso		
COMPONENTS	Exergy Destruction [MW]	Exergy Destr.Ratio M1 Yd,k [%]
Cicli gas (TG12+13)	523.22	82.8%
Ciclo vapore(GVR12+13+TV)	108.43	17.2%
CC12+CC13	423.71	67.08%
GVR12+GVR13	72.16	11.42%
GT12+GT13	66.35	10.50%
GEt12+GEt13+GEtvM1	31.81	5.04%
TV (A,M,B)	18.78	2.97%
Other Comp.	18.85	2.98%
Overall CCGT Mod.1	631.66	100.00%
Yd,k [%]	Exergy Destruction ratio	

Tab.5 Risultati delle exergie distrutte e delle irreversibilità relative dei componenti del Modulo1

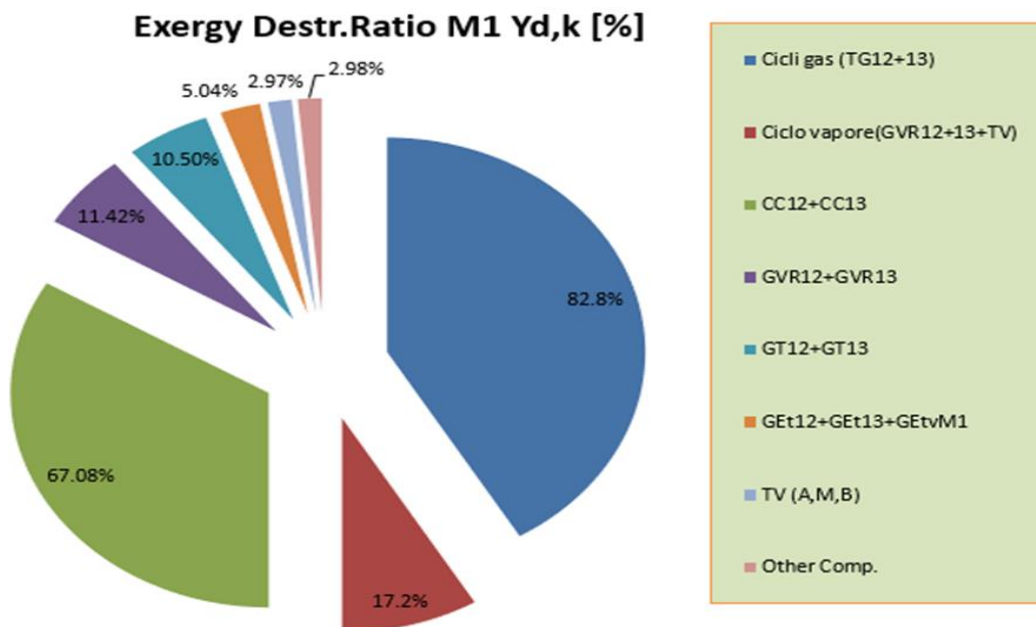


Fig.11 Rappresentazione delle exer.destr.ratio e ripartizione delle exer.distr. di TG e ciclo a vapore nel M1

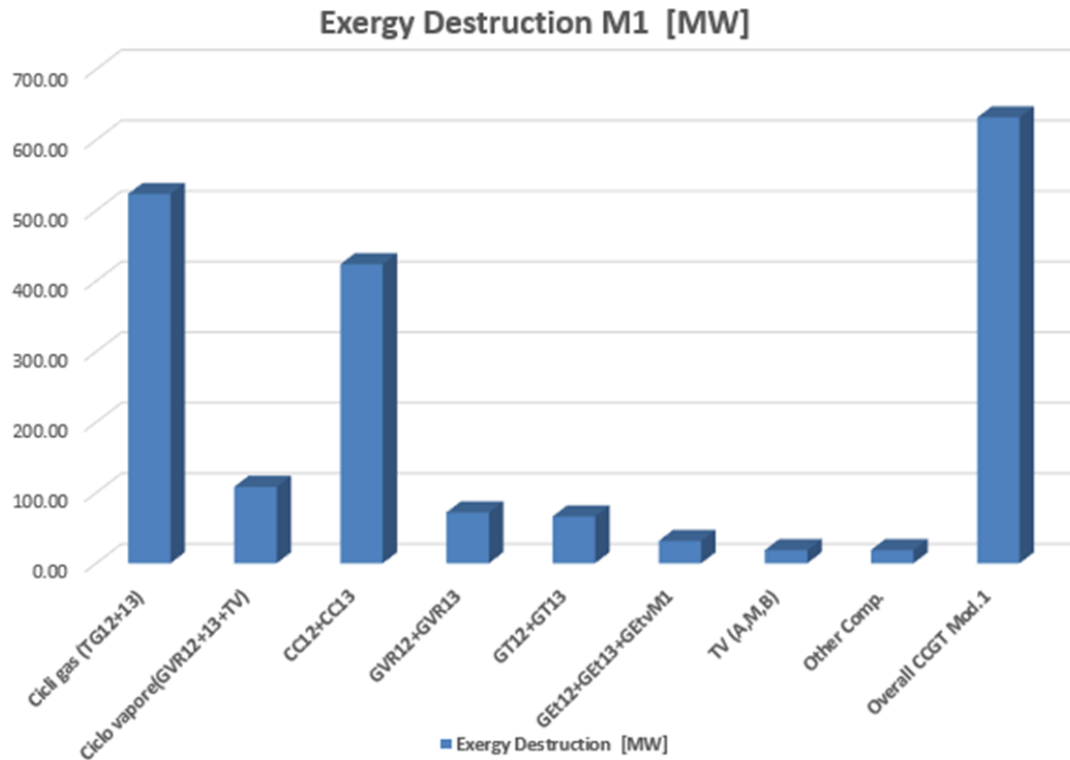


Fig.12 Rappresentazione con gli istogrammi dei risultati dell'analisi exergetica dell'Impianto CCGT M1

A questo punto si può procedere a mostrare i risultati dell'*exergy analysis* dell'intero Impianto CCGT (v.Tab.7 e i risultati rappresentati in Fig. 13 e Fig. 14) e che sono il frutto della somma delle exergie distrutte dei Moduli che lo compongono (M1 e M2) e che sono state calcolate precedentemente. Si riporta di seguito nella Tabella 6 la P.P.S. di tutti i componenti dell'Impianto CCGT di Chivasso (To) che avrà come autoconsumi totali la somma degli autoconsumi del Modulo 1 e del Modulo 2 e avrà come prodotto finale la somma delle potenze elettriche nette immesse in rete dal Modulo 1 e dal Modulo 2. Il Fuel complessivo, oltre gli autoconsumi totali di centrale (che sono all'incirca di 15 MW_{el}), le potenze delle pompe e la somma delle differenze di exergia totale delle acque di raffreddamento della centrale, è l'exergia totale del quantitativo complessivo di gas naturale utilizzato dai tre gruppi turbogas (TG1,TG2,TG3).

Infine si riportano anche le percentuali di exergia distrutta dai gruppi turbogas (82% circa) e i cicli a vapore (18% circa).

COMP.	Physical Productive Structure			Component's Process Data				Read.Ex.	
	Ex.[F]	Ex.[P]	Ex.[L]	FUEL [MW]	PROD. [MW]	LOSS [MW]	Ex.DESTR.[MW]		
COMPR.1	Ex7* = SP7	Ex2*-Ex1*	-	239.584	232.370	0.000	7.214	96.989%	Modulo1(TG+GVR12+TG+GVR13+TV12)
Com.Chamb.1	Ex3*=m3*F52*LHV	Ex4*-Ex2*	-	707.700	495.845	0.000	211.856	70.064%	
GT1	Ex4*-Ex5*	Ex6* = SP6	-	542.359	509.186	0.000	33.173	93.884%	
GETg1	Ex8* = SP8	Ex9* = Pel9	-	269.602	260.233	0.000	9.369	96.525%	
HSRG(GVR)1	Ex1 = Exin	Im*dex	Ex2	177.624	135.143	6.402	36.079	76.084%	
FWP1	Ex18 = Pel18	Ex30-Ex13bis		1.219	1.100	0.000	0.119	90.256%	
PEC1	Ex14 = Pel14	Ex10-Ex46bis		0.138	0.037	0.000	0.041	70.202%	
HPST	m40*(ex40-ex41)	Ex47 = SP47		59.202	56.309	0.000	2.892	95.114%	
MPST	m42*(ex42-ex44)	Ex48 = SP48	-	96.899	93.260	0.000	3.639	96.245%	
LPST	Ex44-Ex45	Ex49 = SP49	-	155.504	143.254	0.000	12.250	92.122%	
COND	Ex16-Ex15	Ex45-Ex46	-	7.850	3.747	0.000	4.103	47.730%	
GETvM1	Ex59 = SP59	Ex60 = Pel60		292.829	279.748	0.000	13.075	95.535%	
COMPR.2	Ex7* = SP7	Ex2*-Ex1*	-	239.584	232.370	0.000	7.214	96.989%	
Com.Chamb.2	Ex3*=m3*F52*LHV	Ex4*-Ex2*	-	707.700	495.845	0.000	211.856	70.064%	
GT2	Ex4*-Ex5*	Ex6* = SP6	-	542.359	509.186	0.000	33.173	93.884%	
GETg2	Ex8* = SP8	Ex9* = Pel9	-	269.602	260.233	0.000	9.369	96.525%	
HSRG(GVR)2	Ex1 = Exin	Im*dex	Ex2	177.624	135.143	6.402	36.079	76.084%	
FWP2	Ex18 = Pel18	Ex30-Ex13bis		1.219	1.100	0.000	0.119	90.256%	
PEC2	Ex14 = Pel14	Ex10-Ex46bis		0.138	0.037	0.000	0.041	70.202%	
COMPR.	Ex7* = SP7	Ex2*-Ex1*	-	239.584	232.370	0.000	7.214	96.989%	Modulo2(TG 22+GVR22)
Com.Chamb.	Ex3*=m3*F52*LHV	Ex4*-Ex2*	-	707.700	495.845	0.000	211.856	70.064%	
GT	Ex4*-Ex5*	Ex6* = SP6	-	542.359	509.186	0.000	33.173	93.884%	
GETg	Ex8* = SP8	Ex9* = Pel9	-	269.602	260.233	0.000	9.369	96.525%	
HSRG(GVR)	Ex1 = Exin	Im*dex	Ex2	177.624	135.143	6.402	36.079	72.409%	
HPST	m40*(ex40-ex41)	Ex47 = SP47		29.241	27.092	0.000	2.149	92.650%	
MPST	m42*(ex42-ex44)	Ex48 = SP48	-	46.543	44.671	0.000	1.872	95.377%	
LPST	Ex44-Ex45	Ex49 = SP49	-	79.278	61.431	0.000	17.787	77.564%	
COND	Ex16-Ex15	Ex45-Ex46	-	3.760	1.939	0.000	1.761	53.163%	
PEC	Ex14 = Pel14	Ex10-Ex46	-	0.138	0.037	0.000	0.041	70.238%	
FWP	Ex18 = Pel18	Ex30-Ex13bis	-	1.219	1.100	0.000	0.119	90.256%	
GETvM2	Ex59 = SP59	Ex60 = Pel60		133.254	129.283	0.000	3.971	97.020%	
CGT (M1+M2)	(Ex7-Ex15)+ S.C.+Pel18+Pel14	P. NET (M1+M2)	3*Ex2	2,147.21	1,170.95	19.21	957.05	54.53%	
	Autoconsumi (S.C.)	14.71 (Mwel)							
							Y,d TG (12+13)*	784.83	82.01%
							Y,d GVR+TV (1)	172.22	17.99%

Tab.6 P.P.S. dei componenti dell'intero Impianto CCGT(M1+M2) e risultati dell'analisi exergetica

Exergy Analysis del CCGT A2A Chivasso (M1+M2)		
COMPONENTS	Exergy Destruction [MW]	Exergy Destr. Ratio CCGT Yd,k [%]
Ciclo gas (TG12+13+22)	784.83	82.0%
Ciclo vapore(3GVR+2TV)	172.22	18.0%
CC(12+13+22)	635.57	66.41%
GVR(12+13+22)	108.24	11.31%
GT(12+13+22)	99.52	10.40%
GE(2tv)+GE(3tg)	45.15	4.72%
TV (M1+M2)	40.59	4.24%
Other Comp.	27.98	2.92%
Overall CCGT (M1+M2)	957.05	100.00%
Yd,k [%]	Exergy Destruction ratio	

Tab.7 Risultati delle exergie distrutte e delle irreversibilità relative dei componenti del CCGT (M1+M2)

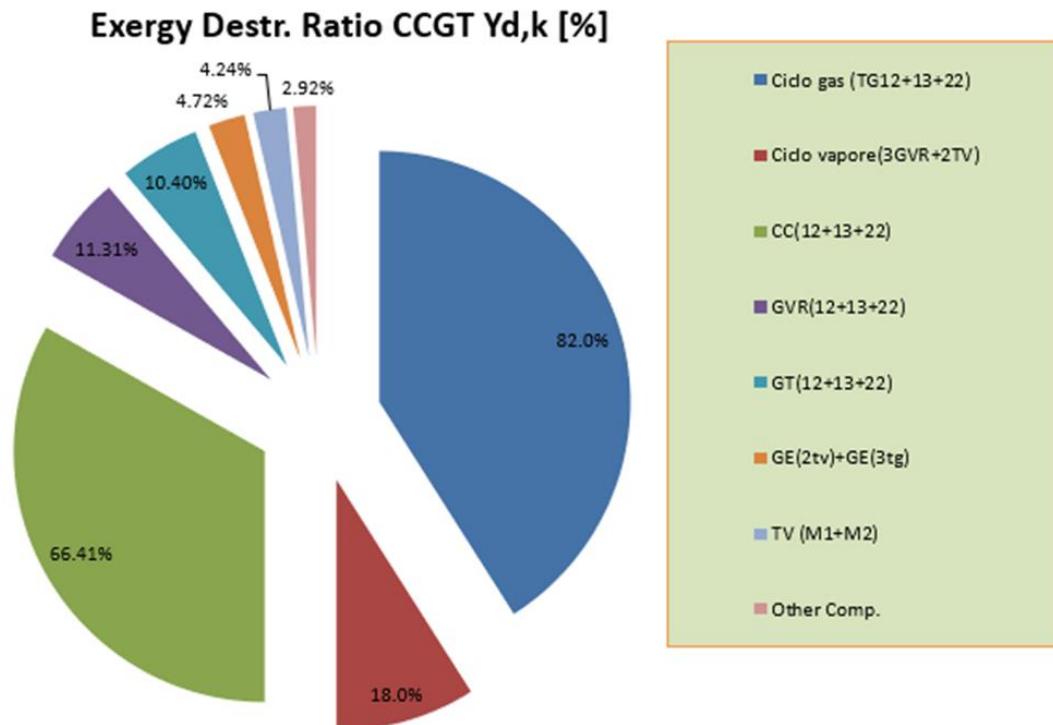


Fig.13 Rappresentazione dell'ex.destr.ratio e ripartizione delle exer.distr.dei TG e cicli a vapore nel CCGT

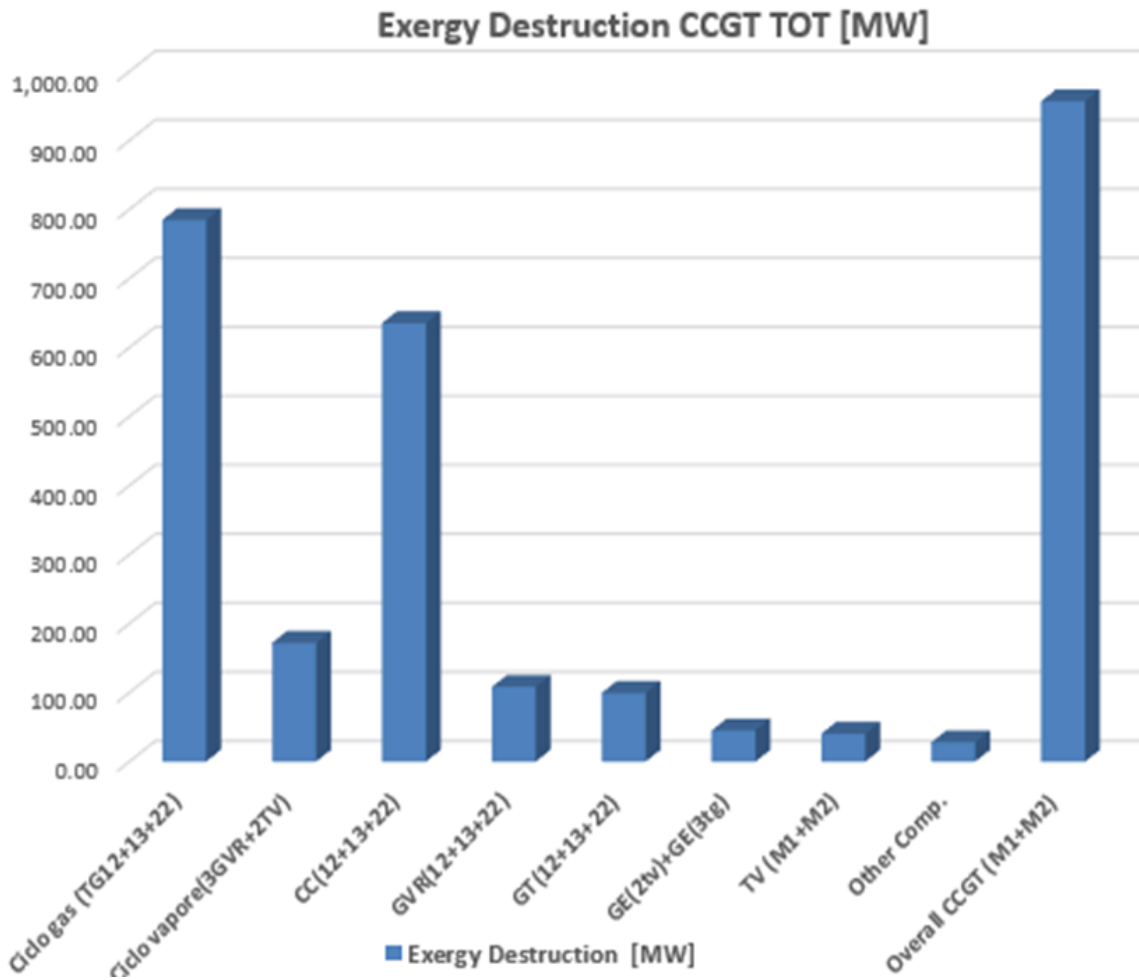


Fig.14 Istogrammi rappresentativi dei risultati dell'analisi exergetica dell'Impianto CCGT (M1+M2)

3. Analisi economica e di impatto ambientale (calcolo delle emissioni di CO₂, NO_x e CO) dell'impianto CCGT alimentato a Gas Naturale

Di seguito sono riportati i dati per effettuare l'analisi Tecno - economica dell'impianto CCGT per ottenere la quale sono stati calcolati gli indicatori economici che sono largamente utilizzati per gli studi di fattibilità (cfr. [6], [37]):

- 1) VAN (Valore attuale Netto);
- 2) SPB (Simple PayBack period);
- 3) IP (Indice di profitto).

Per calcolare i valori dei precedenti indicatori Tecno-economici, si è proceduto prima a calcolare i COSTI (cfr. dati Tab. 8 in cui sono indicati i costi dei materiali, del gas naturale, della gestione operativa da parte dei tecnici e della manutenzione programmata e infine del costo ambientale).

I dati significativi relativi ai COSTI (cfr. Tab.8 e Tab.10) di investimento dell'impianto (progettazione, costruzione, numerosità del personale addetto alla manutenzione e gestione della Centrale Elettrica etc.) sono stati resi disponibili riservatamente dal personale che gestisce l'Impianto.

In seguito si è proceduto al calcolo dei RICAVI della vendita di Energia elettrica (cfr. dati Tab.9b in cui sono riportati i ricavi della vendita di energia elettrica) considerando le tre fasce orarie F1, F2, F3, il totale delle ore di funzionamento della centrale di Chivasso a piena potenza dei Moduli M1 e M2, e delle tabelle dei prezzi dell'En. Elettrica (cfr. dati Tab. 9a) nella zona Nord Italia nei diversi mesi degli anni di riferimento che copre la vita utile dell'impianto.

I prezzi di vendita dell'energia elettrica sono ricavati dalle informazioni rese disponibili dal sito di Terna (cfr. [38]) e del GME (cfr. [39]) e sono da intendersi come una media del periodo di vita utile dell'impianto a partire dal primo anno di esercizio commerciale (2005) compresi gli anni della pandemia da Covid 19 (2020-2022) in cui il prezzo di vendita dell'energia elettrica è fortemente diminuito a causa del sopraggiungere della crisi economica derivante dagli effetti dell'emergenza sanitaria mondiale.

Infine si è proceduto (cfr. dati Tab.10 per i valori e vedi Figura 15 per la sintesi grafica degli indicatori Tecno-economici) al calcolo dei principali indicatori tecno-economici secondo le definizioni operative di VAN, SPB e IP (cfr. [6], [37]) per stimare la redditività dell'impianto che ha iniziato il suo processo produttivo nell'anno 2005 e ha comportato una spesa di circa 360 Milioni di Euro (T I C = Total Invested Capital).

Il tempo di ritorno dell'investimento (SPB) è stato calcolato in circa 10 anni su un totale complessivo di vita utile dell'impianto di almeno 20 anni.

Sono di seguito riportati i risultati e i grafici delle tabelle Excel che mostrano la sintesi numerica del calcolo degli indicatori tecno-economici e pertanto della redditività dell'impianto CCGT complessivo (M1 e M2 considerati operativi simultaneamente) operativo a piena potenza (circa 1190MW_{el}).

Componenti di costo del prodotto										
Costo dei materiali										
H2O demi	Costo H2O demi [€/m ³]	m [kg/s]	p [kg/m ³]	Q [m ³ /s]	H _{spec} [s/anno]	H2O demi annua [m ³ /anno]	Costo H2O [€/anno]	Percent.Costo tot.		
	0,6	296,400	1000	0,2964	27.216.000	8.066.822	4.840.093	2,82%		
CH4	costo del fuel [€/sm ³]	m [kg/s]	p [kg/sm ³]	Q [sm ³ /s]	H _{spec} [s/anno]	CH4 annuo [m ³ /anno]	Costo CH4 [€/anno]	86,45%		
	0,056	69,700	0,717	97	27.216.000	2.645.683.682	148.158.286			
Costo dell'energia (autoconsumo)										
							Costo Energia [€/anno]	0,00%		
							0			
Costo del lavoro										
	Gest.operativa [€/anno]	Manutenzione [€/anno]					Costo del lavoro totale [€/anno]	2,00%		
	2.492.000	936.000					3.428.000			
Costo della progettazione										
	Progettazione [€]						Progettazione [€/anno]	1,34%		
							45.824.331			
Costo ambientale (abbattimento Nox+altri trattamenti)										
	Costo H2O demi [€/m ³]	m [kg/s]	p [kg/m ³]	Q [m ³ /s]	H _{spec} [s/anno]	H2O demi annua [m ³ /anno]	Costo H2O e altro [€/anno]	5,65%		
	0,6	296,400	1000	0,2964	27.216.000	8.066.822	9.680.187			
Costo del capitale										
	i _c =TIC [€]	I _c (capitale futuro, N=20, i=5%) [€]	Remunerazione del capitale [€]				Costo del capitale [€/anno]	1,47%		
	360.243.306	419.866.600	59.623.294				2.981.165			
Totale Energia annuo [MWh/anno]										
							Ricavo Totale Energia annuo [€/anno]			
							207.357.765			
Totale Costo Energia annuo [€/anno]										
							171.378.948			100,00%
Guadagno energia totale annuo (No, I,S)[€/anno]										
							9.717.321			
Costo Energia Specifico [€/MWh]										
							19,52			

Tab.8 Tabella costi dei materiali e operativi dell'Impianto CCGT (cfr. [34,35])

Ricavi Energia Elettrica								
Prezzo di mercato [€/MWh _u]								
a.2012	F1	F2	F3	Ore F1 [h/mese]	Ore F2 [h/mese]	Ore F3 [h/mese]	Totale ore [h/mese]	
Gennaio		35,00	27,00	16,00	242	142	312	696
Febbraio		33,00	24,00	18,00	220	164	288	672
Marzo		32,00	23,00	17,00	242	190	311	743
Aprile		31,00	25,00	15,00	209	159	352	720
Maggio		32,00	26,00	16,00	242	174	328	744
Giugno		32,00	28,00	17,00	231	169	320	720
Luglio		33,00	25,00	12,00	77	19	120	216
Agosto		25,00	21,00	15,00	110	66	160	336
Settembre		27,00	25,00	18,00	220	162	288	670
Ottobre		29,00	27,00	19,00	253	163	305	721
Novembre		33,00	28,00	15,00	231	169	320	720
Dicembre		35,00	29,00	20,00	187	112	303	602
Media x Fascia		31,42	35,00	16,50	Totale F1 [h/anno]	Totale F2 [h/anno]	Totale F3 [h/anno]	Totale H.Funz.[h/anno]
Media x Fascia p		25,49486332			2464	1689	3407	7560
Media x Mese		24,53			32,59%	22,34%	45,07%	

Tab.9a Tabella prezzi mensili dell'Energia Elettrica dell'Impianto CCGT (cfr. [38,39])

Totale Energia Annuo [MWh/anno]	Potenza elettrica TOT. [MW _{el}]	H Funz [h/anno]	En.Elett.prodotta[MWhel/anno]	Potenza Elettrica TG [Mw _{el}]	Potenza Elettrica TV [Mw _{el}]	Pot.Eletr. Autoc.[Mw _{el}]
8.777.647	1161,03	7560	8.777.387	260,23		7,5
			877.738.680			
					Ricavo elettrico totale annuo (No I.S.) [€/anno]	
					207.357.636	
Ricavi F1 [€/mese]	Ricavi F2 [€/mese]	Ricavi F3 [€/mese]				
9833924,1	4451389,02	5795861,76			Ricavo energia totale annuo (No I.S.) [€/anno]	
8429077,8	4569814,08	6018779,52			207.357.765	
8991016,32	5073701,1	6138365,61				
7522313,37	4615094,25	6130238,4				
8991016,32	5252499,72	6093085,44			Ricavo energia specifico (No I.S.) [€/MWh]	
8582333,76	5493993,96	6316003,2			23,62	
2950177,23	551489,25	1671883,2				
3192832,5	1609187,58	2786472				
6896518,2	4702171,5	6018779,52			Guadagno energia spec. (No I.S.) [€/MWh]	
8518477,11	5109693,03	6728168,85			4,10	
8850531,69	5493993,96	5572944				
7598941,35	3771025,44	7035841,8				
Ricavi F1 [€/anno]	Ricavi F2 [€/anno]	Ricavi F3 [€/anno]			Guadagno energia totale annuo (No I.S.) [€/anno]	
90.357.160	50.694.053	66.306.423			35.978.817	

Tab.9b Tabella dati operativi dell'Impianto CCGT e ricavi annuali di vendita di Energia Elettrica

Parametri economici valutazione investimento				Flussi di cassa dell'investimento				
				Anno	Investimenti f	(Ricavi -Costi) D _k	Flusso di cassa F _k = D _k + I _k	Somma FC ΣF _k
				(A.Costr.)2005	-360.243.306	0	-360.243.306	-360.243.306
Descrizione	Simboli	Dati Economici	2006	0	35.978.817	35.978.817	-324.264.489	
Vita economica invest.	N[anni]	20	2007	0	35.978.817	35.978.817	-288.285.671	
Tasso di sconto annuo	i [%]	5,00%	2008	0	35.978.817	35.978.817	-252.306.854	
Fattore di sconto(N=20)	1/(1+i)^N	0,377	2009	0	35.978.817	35.978.817	-216.328.036	
Totale Cap.Inv.(TIC)	I ₀ [€]	360.243.306	2010	0	35.978.817	35.978.817	-180.349.219	
Ricavo annuale	R[€]	207.357.765	2011	0	35.978.817	35.978.817	-144.370.401	
Costo annuale	K [€]	171.378.948	2012	0	35.978.817	35.978.817	-108.391.584	
Guadagno annuale	G [€]	35.978.817	2013	0	35.978.817	35.978.817	-72.412.766	
Valore attuale netto	VAN [€]	319.069.007	2014	0	35.978.817	35.978.817	-36.433.949	
Periodo Ritorno Inv.	SPB [anni]	10,013	2015	0	35.978.817	35.978.817	-455.131	
Indice di profitto	IP [adim.]	88,57%	2016	0	35.978.817	35.978.817	35.523.686	
			2017	0	35.978.817	35.978.817	71.502.504	
			2018	0	35.978.817	35.978.817	107.481.321	
			2019	0	35.978.817	35.978.817	143.460.138	
			2020	0	35.978.817	35.978.817	179.438.956	
			2021	0	35.978.817	35.978.817	215.417.773	
			2022	0	35.978.817	35.978.817	251.396.591	
			2023	0	35.978.817	35.978.817	287.375.408	
			2024	0	35.978.817	35.978.817	323.354.226	
			2025	0	35.978.817	35.978.817	359.333.043	

Tab.10 Tabella dei flussi di cassa e calcolo degli indicatori tecno-economici del CCGT(cfr. [6,37])

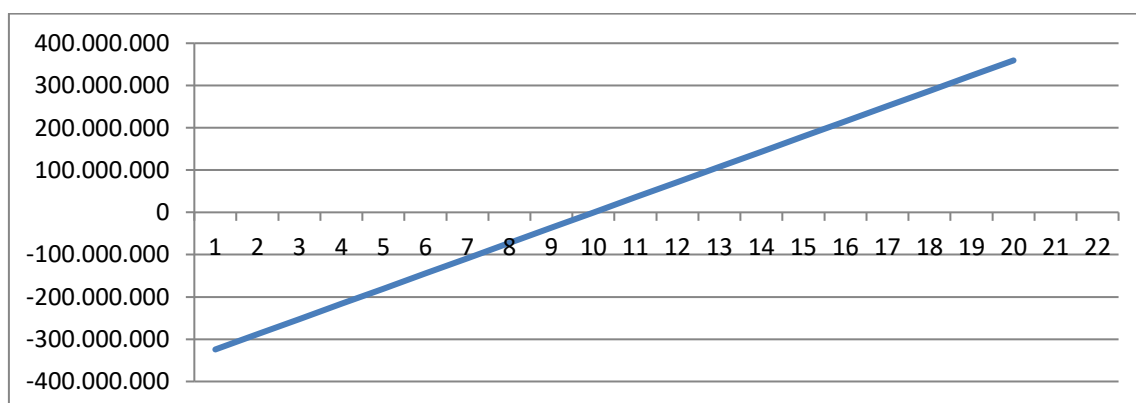


Fig.15 Risultati dell'analisi tecno-economica (grafico SPB) dell'Impianto CCGT (cfr. [6,37])

Ai fini di proporre una analisi di impatto ambientale durante le fasi operative della Centrale CCGT di Chivasso (To), si è proceduto ad effettuare un calcolo delle emissioni di CO₂ prodotte dall'impianto considerato operante a piena potenza e inoltre considerando che la combustione di un Kg di CH₄ produce circa 2,75 Kg di CO₂.

Di seguito sono stati calcolati e mostrati anche i valori (v. dati Tab.11 e relativi istogrammi) delle emissioni di NO_x e CO affinché si evinca il rispetto dei limiti di emissione anche di questi due agenti inquinanti come previsto dalla normativa vigente in materia ambientale.

I valori reali misurati delle emissioni di NO_x, CO₂ e CO (cfr.[35]), come si evince chiaramente dagli istogrammi, sono molto più alti rispetto a quelli calcolati perché rilevati dalle misurazioni delle centraline di rilevamento della Centrale di Chivasso (To) e tengono conto delle fasi di fermo e di riavvio che nel modello matematico non è stato possibile includere nei calcoli necessari per effettuare l'analisi di impatto ambientale.

CALCOLO DELLE EMISSIONI ANNUE IN ATMOSFERA DEL CCGT DI CHIVASSO (2018)								
	P.El.GROSS [Mwel]	H oper.eq. [h/anno]	En.Elettr.Prod.[GWh/anno]	Plant Facto	GN[Nm3/anno]	CO[tCO/anno]	NOx[tNOx/anno]	CO2[tCO2/anno]
Modulo 1 (2TG+2GVR+TV)	800,19	2.413,00	1.930,86	27,55%	1,62E+08	140,65	164,10	318.775
Modulo 2 (TG22+GVR22+TV22)	389,51	986,00	384,06	11,26%	6,61E+07	57,47	67,05	130.258
Chivasso CCGT (Mod.1+Mod.2)	1189,702	1.945,80	2.314,92	22,21%	2,28E+08	198,13	231,15	449.033
Emissioni CO [mgCO/Nm3gc]	30	Consumo di GN[Nm	67000		Em.REALI	445,4	321,11	865.712
Emissioni Nox[mgNOx/Nm3gc]	35	Produz.GC [Nm3gc/	29					
Emissioni CO2 [KgCO2/KgGN]	2,75	Densità GN [Kg/Nm	0,717					

Tab.11 Tabella dei risultati dell'analisi di impatto ambientale del CCGT di Chivasso (cfr. [34,35])

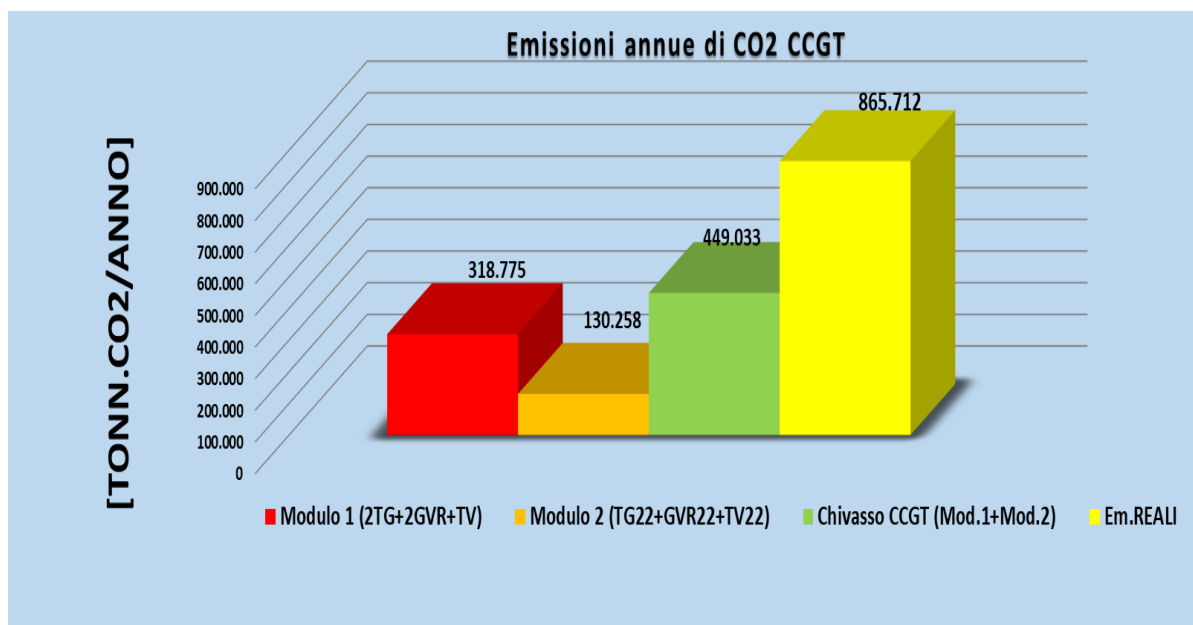


Fig.16a. Valori delle emissioni reali e teoriche di CO₂ dell'Impianto CCGT di Chivasso (cfr. [34,35])

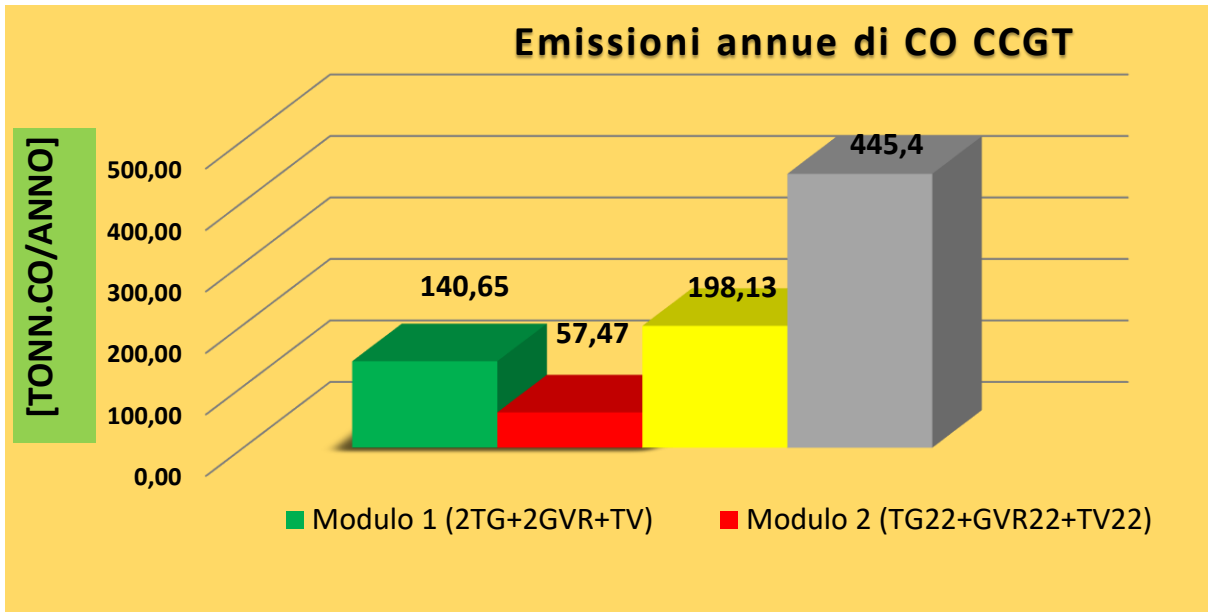


Fig.16b. Valori delle emissioni reali e teoriche di CO dell'Impianto CCGT di Chivasso (cfr. [34,35])

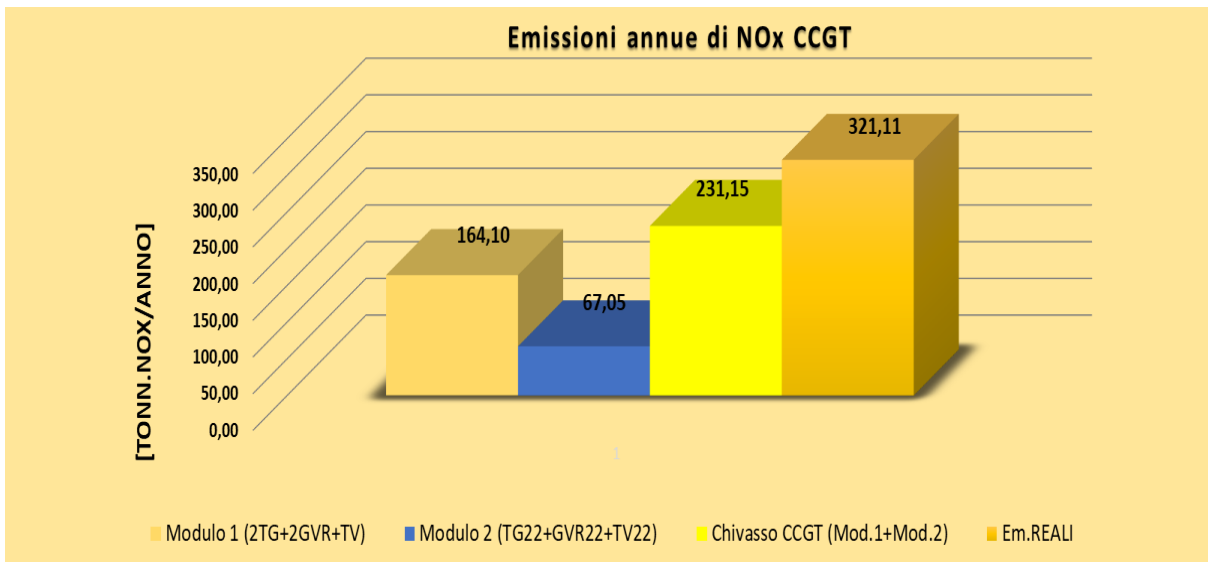


Fig.16c. Valori delle emissioni reali e teoriche di NOx dell'Impianto CCGT di Chivasso (cfr. [34,35])

4. Analisi conclusive dei risultati e prospettive di ricerca

L'*exergy analysis*, precedentemente effettuata per il CCGT di Chivasso, è essenziale anche per poter confrontare le prestazioni di vari ECS che utilizzano diversi tipi di risorse naturali, e pertanto, si basano su leggi fisiche molto differenti come si può vedere in letteratura (cfr. [40]).

A titolo di esempio si potrebbe proporre di effettuare un confronto, basato sull'applicazione dell'*exergy analysis*, fra le prestazioni dell'impianto nucleare più moderno e innovativo disponibile sul mercato (l'AP1000 Westinghouse operativo in Cina dalla fine dell'anno 2018) e un impianto termoelettrico convenzionale di tipo CCGT alimentato a GN di analoga potenza elettrica come quello di Chivasso (To).

Confrontando impianti di diversa tipologia, oltre alle problematiche termodinamiche, la convenienza pratica alla realizzazione di un qualsiasi Energy Conversion System (ECS) è stabilita in maniera decisiva dalla sua redditività dal punto di vista economico – finanziario (cfr. [6], [37]).

Per verificare la redditività è necessario ricorrere alla Tecno-Economia (anche nota come *Engineering Economics*), disciplina sulla quale si basa la redazione di tutti gli studi di fattibilità di un qualsiasi ECS e non solo.

Per poter effettuare l'analisi tecno - economica di un qualsiasi ECS (Energy Conversion System) è fondamentale conoscere la struttura dei principali costi legati allo specifico impianto: costo di investimento, costo del combustibile specifico, costi di esercizio e manutenzione, costo delle materie prime, vita media dell'impianto, costi di dismissione (cfr. [6], [37]).

In base a tali input, si effettua la valutazione tecno-economica calcolando i principali indicatori economici di riferimento:

Valore Attuale Netto (VAN); Tempo di Ritorno di investimento (SPB); Tasso Interno di Redditività (TIR); Indice di Profitto (IP).

Calcolare questi parametri economici è essenziale per redigere il piano di investimento (cd. *Business Plan*) che varia enormemente a seconda del tipo di impianto da realizzare: si consideri, ad esempio, che la vita media di un impianto CCGT è nell'ordine di 25-30 anni mentre un NPP (Nuclear Power Plant) può operare anche per 50-60 anni; che il costo di impianto del primo sistema di energia è enormemente inferiore al secondo, e che i tempi di costruzione del primo sono circa 3 anni contro almeno 8-9 anni dell'altro.

Infine, uno dei fattori rilevanti che determinano la selezione delle scelte progettuali più opportune è il prezzo di vendita sul mercato del prodotto finito (Energia Elettrica nel caso del CCGT esaminato) e della ubicazione dell'impianto da realizzare che, nel caso dell'impianto CCGT di Chivasso rende l'investimento redditizio dopo circa 10 anni di esercizio quindi dopo un periodo temporale pari alla metà della vita utile convenzionalmente stimata per questa tipologia di impianto di produzione di energia.

Negli anni 60 il metodo della Tecno-economia è stato criticato da studiosi (Tribus, El Sayed) e da diversi termodinamici (Moran, Bejan, Gaggioli) che hanno evidenziato come il costo specifico del prodotto finale, calcolato come rapporto tra la somma dei costi correnti ed il volume totale di produzione (espresso quindi in €/pezzo o €/kWh), riflette implicitamente l'uso del solo bilancio energetico del processo (bilanci di materia ed energia), non considerando in alcun modo le irreversibilità insite in tutti i componenti del processo stesso, che ovviamente influenzano il costo di qualsiasi prodotto finale di un qualsivoglia processo industriale.

Le critiche sollevate sono ben fondate in quanto, nel caso in cui il processo avesse come scopo la produzione di più prodotti differenti, la sola Tecno-economia non è capace di attribuire il costo corretto a ciascuno dei prodotti finali del processo produttivo considerato.

Il caso più evidente della insufficienza della sola analisi tecno-economica è quello dell'impianto cogenerativo dove si attribuisce lo stesso costo monetario al kWh di energia elettrica e di energia termica che hanno, invece, un contenuto exergetico totalmente diverso poiché si tratta di forme di energia di diversa qualità.

Partendo dal dato oggettivo che prodotti diversi hanno differente utilizzabilità pratica (*available energy o exergy*) dato il loro contenuto exergetico diverso (cfr. [1]), vari studiosi quali Sciubba (cfr. [41]), Bejan, Moran e Tsatsaronis (cfr. [37]) hanno elaborato una disciplina che attribuisce un costo minore ai prodotti con contenuto exergetico minore.

La Termoeconomia o *Exergo-Economics* basa il calcolo dei costi non sull'unità fisica del prodotto (Kg, pezzo) ma sul suo contenuto exergetico (misurato in kJ). Tale disciplina nasce dall'integrazione dei principi della TD e dei concetti dell'Economia: nei tempi moderni essa è utilizzata per l'analisi di ECS e di processi industriali ed è, inoltre, utile strumento di progettazione, ottimizzazione, diagnostica e manutenzione.

Oggi la Termo-economia è impiegata per l'analisi di processi e trasformazioni sia di conversione energetica (ECS) che industriali. In Fig.16 sono mostrate tutte le Sorgenti di Costo (Cost Sources) che entrano in gioco in un qualsiasi Energy Conversion System (cfr. [42]).

Exergoeconomics: Cost Sources

The real cost sources in an energy conversion system are

- **capital investment for each component**
- **operating and maintenance expenses**

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}$$

- **cost of exergy destruction**

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}$$

- **cost of exergy loss from the overall system (jth stream rejected to the environment)**

$$\dot{C}_{L,tot} = \sum_j c_j \dot{E}_j$$

Fig.16 Sorgenti di costo di un processo produttivo (cfr. [42])

In Fig. 17 sono mostrate le equazioni che permettono di calcolare il costo exergetico di qualsiasi prodotto di un generico Energy Conversion System attraverso l'uso delle variabili exergoeconomiche (cfr. [41], [42]).

Exergoeconomics: Variables - 1	
Cost balances	$c_{P,k} \dot{E}_{P,k} = c_{F,k} \dot{E}_{F,k} + \dot{Z}_k$ $c_{P,tot} \dot{E}_{P,tot} = c_{F,tot} \dot{E}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot} - \dot{C}_{L,tot}$
Average cost of fuel and product for the k-th component	$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}}$
Average cost of fuel and product for the overall system	$c_{F,tot} = \frac{\dot{C}_{F,tot}}{\dot{E}_{F,tot}} \quad c_{P,tot} = \frac{\dot{C}_{P,tot}}{\dot{E}_{P,tot}}$
Cost rate associated with exergy destruction	$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}$

Fig.17 Equazioni di costo e variabili exergo-economiche (cfr.[42])

Per poter dunque effettuare un'analisi termo-economica di un qualsiasi Energy Conversion System è necessario preliminarmente effettuare un'indagine sui costi di tutti i fattori caratterizzanti la produzione (v.Fig.16) quali: Materiali, Lavoro, Capitale, Energia (*Economic Analysis*) (cfr.[37]) e un'*Exergy Analysis* che attraverso i "bilanci" (*accounting*) di Exergia ci mostri il contenuto exergetico di ogni flusso del processo industriale e l'Exergia distrutta di ogni componente che operi in esso.

Come mostrato in Fig.18, il calcolo di tali quantità, ottenute tramite l'Analisi Exergetica ed Economica del processo produttivo, sono indispensabili per ottenere i valori degli Indicatori Termo-economici (f_k , r_k), il cui calcolo è lo scopo fondamentale dell'Analisi Termo-economica (*Exergo-Economic Analysis*) di un qualsiasi impianto di produzione industriale.

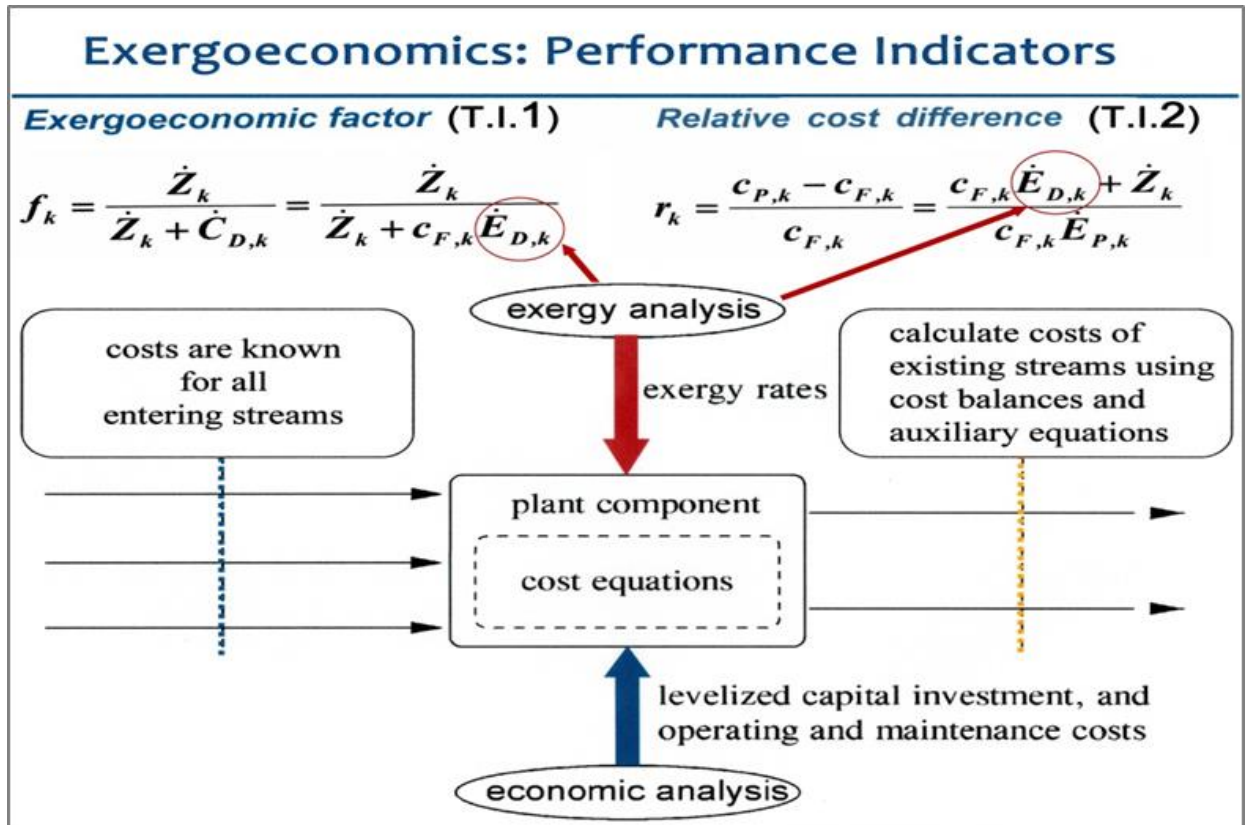


Fig.18 Indicatori Termo-economici e legame fra l'Analisi Exergetica, Analisi Economica e Analisi Termo-economica (cfr. [42])

Attraverso i risultati dell'Analisi Termo-economica effettuata calcolando i principali indicatori termo-economici (v. Fig. 18) è finalmente possibile attribuire il giusto costo ad un qualsiasi prodotto industriale in base al suo contenuto exergetico e ottimizzare un qualsiasi processo produttivo tenendo conto delle irreversibilità di tutti i componenti che operano in esso attraverso l'Exergy Analysis con conseguente miglioramento delle prestazioni dell'impianto di produzione non solo in termini di efficienza (facendo un miglior uso delle risorse naturali) ma anche di economicità.

“Nell’economia di una nazione c’è una legge di validità generale: non bisogna consumare in ciascun periodo più di quanto è stato prodotto nello stesso periodo” (Rudolf Julius Emmanuel Clausius,1885).

Lo sviluppo sostenibile necessita di una solida base teorica e di una disciplina rigorosa per essere realizzato: la *Exergoenvironmental analysis* (cfr. [43]); essa è la disciplina che ingloba non solo problematiche tecniche ed economiche, ma ha come scopo principale quello di concepire, fin dalla progettazione, un qualsiasi ECS in maniera compatibile con l’ambiente.

Tale disciplina, pertanto, comprende le metodologie precedenti (*Exergy Analysis* e *Termo-Economic Analysis*) e le completa in quanto prevede, adoperando complessi modelli fisico-matematici (cfr.[44];[45]), le modificazioni ambientali che un qualsiasi ECS inevitabilmente produce, indicando i mezzi necessari a mitigarle e per ridurre il consumo di risorse.

Questo articolato e complesso strumento di progettazione degli ECS e di tutti i processi produttivi è senza dubbio attualmente la teoria più completa in grado di pianificare l’indispensabile equilibrio fra soluzioni tecnologiche, problematiche economico-sociali e il rigoroso rispetto dell’ambiente per realizzare uno sviluppo il più possibile sostenibile.

Considerato che il dispiegamento degli impianti di potenza del tipo CCGT segue logiche regionali distinte, influenzate soprattutto dalla disponibilità di gas naturale e dalla velocità della transizione energetica, si riporta di seguito una breve panoramica dei progetti strategici e delle tendenze di sviluppo di questa tecnologia energetica che stanno avvenendo nelle diverse aree geopolitiche del mondo.

Nord America: Il rinascimento del gas

Negli Stati Uniti, si prevede l'aggiunta di 18,7 GW di capacità CCGT entro il 2028 per soddisfare la domanda crescente dei data center (cfr. [46]). Progetti come il "Wolf Summit Energy" in West Virginia utilizzeranno turbine GE 7HA.02 predisposte per l'idrogeno, mentre l'Orange County Advanced Power Station in Texas (1.215 MW) sarà un modello di riferimento per l'efficienza e la bassa impronta carbonica a partire dal 2026 (cfr. [47]).

Asia-Pacifico: Sostituzione del carbone e sicurezza energetica

L'Asia rimane il mercato più dinamico. Taiwan sta portando avanti un piano massiccio di conversione carbone-gas, con la centrale di Hsinta che diventerà uno dei più grandi poli CCGT al mondo con turbine 7HA.03 (cfr. [48]). In Cina, la collaborazione tra Ansaldo Energia e Shanghai Electric ha portato all'installazione di oltre 80 turbine a gas, culminando con la messa in servizio della GT36 a Minhang, stabilendo nuovi benchmark per l'efficienza nel paese (cfr. [49]).

Europa: Flessibilità e Decarbonizzazione

In Europa, l'attenzione è rivolta al retrofitting e alla flessibilità estrema. Impianti come Koziencice in Polonia e San Severo in Italia stanno adottando tecnologie di Classe H per bilanciare l'uscita dal carbone e l'integrazione massiccia di rinnovabili nel bacino del

Mediterraneo e nel Nord Europa (cfr. [47]). Il Regno Unito sta puntando decisamente sul CCS, con progetti come quello di Uniper a Killingholme che integrano turbine a gas e cattura del carbonio (CCS, Carbon Capture and Sequestration) su larga scala (cfr. [47]).

Conclusioni e prospettive: Verso un sistema energetico integrato

L'analisi dello stato dell'arte delle centrali CCGT per il 2025-2026 evidenzia che questa tecnologia non è in fase di declino, ma di profonda evoluzione. La capacità di offrire oltre il 64% di efficienza accoppiata a una flessibilità operativa senza precedenti rende le CCGT il complemento ideale per le fonti rinnovabili (cfr. [14]).

La transizione verso l'idrogeno e l'integrazione dei sistemi di cattura della CO₂ tramite EGR rappresentano le tappe obbligate per mantenere la rilevanza di questi asset in un mondo a emissioni zero (cfr. [20]). Nonostante l'aumento dei costi di costruzione e le sfide nella catena di approvvigionamento, la domanda di energia affidabile guidata dall'economia digitale e dall'AI garantisce che le CCGT continueranno a essere la "spina dorsale" del sistema elettrico globale per i decenni a venire (cfr. [10]).

L'integrazione di ingegneria meccanica d'eccellenza, chimica dei materiali avanzata e intelligenza artificiale definisce oggi un nuovo standard di prestazioni che coniuga sicurezza energetica e sostenibilità ambientale.

Bibliografia

- [1] SCIUBBA, E.; WALLG. - *A brief commented History of Exergy from Beginnings to 2004*; Int. J.Of TD Vol. 10 (n.1) PP. 1- 26, March 2007.
- [2] G.Lucca - *Exergia, l'essenza dell'energia relativa alla conversione in lavoro* - Milano(1984).
- [3] T.J. Kotas -*The exergy method of thermal plant analysis*-Stoneham(1985).
2ed. Exergon Ltd. (2012)
- [4] Szargut; Morris; Steward – *Exergy analysis of thermal,chemical and metallurgical processes* – Hemisphere (1988).
- [5] MASTRULLO, Rita; MAZZEI P.; VANOLI R.- *Fondamenti di Energetica*- 1992 - Liguori Ed.
- [6] SCIUBBA, E.; Dispense del Corso di Termo-economia e Sostenibilità A.A. 2018/19, (Roma 2019); **Nota: Il digramma dell'exergia fisica riportato nelle lezioni del Corso e nel testo è tratto dal volume del prof. Giovanni Molinari – "I diagrammi di stato per la termodinamica dell'acqua" (1985) ESA Edizioni.**
- [7] International Steam Tables – IAPWS - IF97 desunte dal programma Zittau fluid property calculator utilizzabile dal sito web: www.thermodynamics-zittau.de.
- [8] Enrico Fermi, *Termodinamica* – Bollati Boringhieri Ed. (1972) (Ristampa 2000)
- [9] Wolfgang Pauli, *Termodinamica e Teoria cinetica dei gas* - Boringhieri Ed. (1964)

- [10] Gas Turbine Market Market's Strategic Roadmap: Insights for 2025-2033, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.marketreportanalytics.com/reports/gas-turbine-market-14961>
- [11] 7HA.03 - GE Vernova, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, https://www.gevernova.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/products/gas-turbines/7ha.03-next-evolution-whitepaper.pdf
- [12] STAYING THE COURSE - Global CCS Institute, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.globalccsinstitute.com/wp-content/uploads/2025/10/Global-Status-of-CCS-2025-report-9-October.pdf>
- [13] SGT-9000HL facts and insights - Siemens Energy, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product-offerings/gas-turbines/hl-class.html>
- [14] H-Class Gas Turbines - GE Vernova, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.gevernova.com/gas-power/products/gas-turbines/h-class-gas-turbines>
- [15] Global Top 15 Gas Turbine Manufacturers 2026 - Blackridge Research & Consulting, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.blackridgeresearch.com/blog/list-of-global-top-gas-turbine-manufacturers-makers-companies-installers-suppliers-in-the-world>
- [16] 7HA.03 | GE Vernova, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, https://www.gevernova.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/products/gas-turbines/7ha.03-takeaway.pdf

[17] SGT5-9000HL Heavy-duty gas turbine (50 Hz) - Siemens Energy, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/sgt5-9000hl.html>

[18] Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. GTCC Business Briefing, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, https://www.mhi.com/finance/library/business/pdf/2025_gtcc.pdf

[19] Successful 10 Units Completion of M701JAC Gas Turbine ..., accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.mhi.com/technology/review/pdf/e623/e623060.pdf>

[20] THE GAS TURBINE: GT36 - Ansaldo Energia, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.ansaldoenergia.com/fileadmin/Brochure/2025/GT36.pdf>

[21] GT36 - Ansaldo Energia, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.ansaldoenergia.com/offering/equipment/turbomachinery/gt36>

[22] 9HA Gas Turbine | 9HA.01 and 9HA.02 - GE Vernova, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.gevernova.com/gas-power/products/gas-turbines/9ha>

[23] Single-Shaft Combined Cycle Units Averaging 99.7% Reliability ..., accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://power.mhi.com/regions/amer/insights/single-shaft-combined-cycle-units-averaging-997-reliability>

[24] Combined Cycle Power Plants (CCPP) - Siemens Energy, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/combined-cycle-power-plants.html>

[25] Integrating Turbine Blade Cooling With Exhaust Gas Recirculation for Enhanced Carbon Capture in Combined Cycle Gas Turbine | J. Turbomach. | ASME Digital Collection, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article/148/2/021010/1221050/Integrating-Turbine-Blade-Cooling-With-Exhaust-Gas>

[26] The Integration of CO2 Capture Plants with Open Cycle Gas Turbines - OAKTrust, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstreams/730fa059-90fc-42ce-ab81-09fb01135cf5/download>

[27] M701J Series Gas Turbines | Mitsubishi Power Americas, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://power.mhi.com/regions/amer/products/gas-turbines/m701j>

[28] Exhaust Gas Recirculation (EGR) and Carbon Capture - GE Vernova, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.gevernova.com/gas-power/future-of-energy/carbon-capture-storage/exhaust-gas-recirculation-egr-and-carbon-capture>

[29] advanced solvent carbon capture for power plants - Honeywell, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://ess.honeywell.com/content/dam/ess/en/documents/document-lists/uop/brochure/hon-ess-uop-20250902-advanced-solvent-carbon-capture-technology-brochure.pdf>

[30] Ferroni,L.; Natale,A.; Exergy Analysis of a PWR Nuclear Steam Supply System - Part I General theoretical model; Energy Procedia, Vol.148, pp.1230 – 1237 (2018).

- [31] Ferroni,L.; Natale,A.; Exergy Analysis of a PWR Nuclear Steam Supply System - Part II A case study; Energy Procedia,Vol.148, pp.1238 – 1245 (2018).
- [32] Borel, L., and Favrat, D. *“Thermodynamics and Energy systems analysis”*. EFPL Press Ed. (2010) p. 584 - 585.
- [33] MATTM- Aut. Int. Ambientale della Centrale Termoelettrica di Chivasso, Allegato B18 (Relaz. Tecnica Processi Produttivi) Documento disponibile sul sito web:https://www.google.it/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwj8mv3wxLDIAhWhwAIHHfEuB3IQFjABegQIARAC&url=https%3A%2F%2Fva.minambiente.it%2FFile%2FDocumento%2F269875&usg=AOvVaw0Zgx6_nha2APPRsk1xas4E
- [34] Bilanci termici della Centrale Termoelettrica di Chivasso e dati operativi di esercizio dell’anno 2018 – Doc. rilasciato dal resp. dell’Impianto A2A di Chivasso (Maggio 2019).
- [35] A2A Gencogas – Dichiarazione ambientale 2018 della Centrale Termoelettrica di Chivasso, dati aggiornati al 31.12.2018 – doc. rilasciata dal res di Impianto - (Ottobre 2019).
- [36] Lozza G. – Turbine a Gas e Cicli Combinati - (3.Ed) Società Editrice Esculapio Bologna (Febbraio 2016).
- [37] Bejan A.; Tsatsaronis G.; Moran M.J. *“Thermal Design and Optimization”*- Wiley Ed. (1996).
- [38] Terna s.p.a. – Dati provvisori di esercizio del sistema elettrico nazionale anno 2018 - documento disponibile sul sito web: <https://download.terna.it/terna/0000/1202/67.PDF>

- [39] GME (Gestore dei Mercati Energetici) – Dati dei prezzi di vendita dell’Energia Elettrica in Italia – Documentazione disponibile sul sito web: <https://www.mercatoelettrico.org/>;
- [40] M.Rosen; - Energy and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants; *Exergy Int. J.* 1(3) (2001).
- [41] E.Sciubba – Exergo-economics: thermodynamic foundation for a more rational resource use – *Inter.Journ.of En.Res.* Vol.29, (2005).
- [42] Tsatsaronis,G.; MorozjukT.; *Thermo-Economics*, Summer School on TD, Anzio, Italy, (22 June 2012)
- [43] L.Meyer;G.Tsatsaronis;J.Buchgeister;L.Schebek – Exergoenvironmental analysis for evaluation of the environmental impact of ECS – *Energy*, vol.34, (2009).
- [44] L.Palmeri – Elementi di TD per la modellistica dei sistemi ambientali – Cleup (2002)
- [45] D.P.Sekulic; T.G.Gutovski; B.R.Bakshi – *Thermodynamics and the destruction of the Resources* - Cambridge University Press (2011).
- [46] Developers to Add 18.7GW Combined-Cycle Capacity in US by 2028 - *World-Energy*, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.world-energy.org/article/52523.html>
- [47] 12 2025: The Year the Gas Turbine Market Quietly Rewired Itself - *GasTurbineHub*, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://gasturbinehub.com/2025-the-year-the-gas-turbine-market-quietly-rewired-itself/>

[48] Coal-to-gas transition: Powered by GE Vernova's H-class equipment, first block of Hsinta power plant started to deliver 1.3 GW of electricity in Taiwan, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.gevernova.com/news/press-releases/coal-gas-transition-powered-ge-vernova-ha-equipment-first-block-hsinta-power>

[49] The first power plant in China equipped with Ansaldo Energia GT36 has entered in commercial operation - Ansaldo Energia news, accesso eseguito il giorno gennaio 5, 2026, <https://www.ansaldoenergia.com/about-us/media-center/power-generation-news-insights/detail-news/ansaldo-energia-news-the-first-power-plant-in-china-equipped-with-ansaldo-energia-gt36-has-entered-in-commercial-operation>

Allegato 1. Tabelle dei flussi e delle proprietà termodinamiche dell'Impianto CCGT

Modulo 1 CCGT Chivasso - Gruppo Turbogas TG 12 e TG13

Air														
Id number	m	p	T	h	cp	R	ex	p0	T0	h0	R0	Ex=m*ex		
	Kg/s	bar	K	KJ/kg	KJ/KgK	KJ/KgK	KJ/Kg	bar	K	KJ/Kg	KJ/KgK	MW		
1*	630,000	1	288,15	15,075	1,005	0,287	0,172	1	298,15	25,125	8,314	0,109	Ex1*	
2*	630,000	15	666,55	420,938	1,07	0,287	369,013	1	298,15	25,125	8,314	232,478	Ex2*	
4*	643,940	15	1600,15	1490,221	1,123	0,287	1.131,042	1	298,15	25,125	8,314	728,323	Ex4*	
5*	643,940	1,033	881,3	668,965	1,1	0,287	288,791	1	298,15	25,125	8,314	185,964	Ex5*	
Natural Gas														
3*	13,940	30	308,15	48815	Fsz	1,04	0,52	50767,6	1	298,15	-	8,314	707,700	Ex3*
Shaft Power														
6*	509,186											509,186	Ex6*	
7*	239,584											239,584	Ex7*	
8*	269,602											269,602	Ex8*	
Electric Power														
9*	260,233											260,233	Ex9*	
													Pel TG12 e TG13	

Modulo 1 CCGT Chivasso - Gruppo a vapore GVR+TV 12 e 13

Water													
Id number	m	p	T	h	q	s	ex	P0	T0	h0	s0	Ex=m*ex	
-	kg/s	kPa	K	KJ/kg	kg/kg	KJ/kgk	KJ/kg	kPa	K	KJ/kg	KJ/kgK	MWth	
10	98,8	5.500,0	300,95	117,054	LS	0,4048	0,9326	101,3	298,15	104,929	0,367	0,092	Ex10
12	98,8	5.100,0	413,85	590,742	LS	1,7416	76,0411	101,3	298,15	104,929	0,367	7,513	Ex12
13	98,8	5.100,0	425,75	643,402	LS	1,8681	90,9110	101,3	298,15	104,929	0,367	8,982	Ex13
13bis	74,4	5.100,0	425,75	643,402	LS	1,8681	90,9110	101,3	298,15	104,929	0,367	6,764	Ex13bis
13ter	9,0	5.100,0	425,75	643,402	LS	1,8681	90,9110	101,3	298,15	104,929	0,367	0,821	Ex13ter
13 quater	24,4	5.100,0	425,75	2105,520	Lambda	4,9454	635,5972	101,3	298,15	104,929	0,367	15,509	Ex13quater
15	11.448,7	101,3	298,15	104,929	LS	0,3672	0,0000	101,3	298,15	104,929	0,367	0,000	Ex15
16	11.448,7	101,3	308,15	146,731	LS	0,5051	0,6856	101,3	298,15	104,929	0,367	7,850	Ex16
17	9,0	450,0	536,85	2991,120	LS	7,3770	796,2274	101,3	298,15	104,929	0,367	7,190	Ex17
20	9,0	510,0	425,73	2748,989	LS	6,8139	721,9784	101,3	298,15	104,929	0,367	6,519	Ex20
21	74,4	3.070,0	508,29	1014,434	LS	2,6574	226,6923	101,3	298,15	104,929	0,367	16,866	Ex21
22	74,4	2.990,0	588,35	3032,672	LS	6,6086	1066,8686	101,3	298,15	104,929	0,367	79,375	Ex22
23	24,4	2.990,0	636,55	3147,617	LS	6,7965	1125,8067	101,3	298,15	104,929	0,367	27,470	Ex23
25	24,4	2.830,0	836,45	3601,143	LS	7,4411	1387,1263	101,3	298,15	104,929	0,367	33,846	Ex25
30	74,4	14.010,0	427,23	658,149	LS	1,8682	105,6996	101,3	298,15	104,929	0,367	7,864	Ex30
31	74,4	13.290,0	605,73	1542,895	LS	3,5788	480,4303	101,3	298,15	104,929	0,367	35,744	Ex31
31bis	74,4	13.290,0	605,73	2655,931	VSS	3,5788	1593,4658	101,3	298,15	104,929	0,367	118,554	Ex31bis
33	74,4	12.810,0	837,95	3511,859	LS	6,6637	1529,6285	101,3	298,15	104,929	0,367	113,804	Ex33
40	144,4	12.650,0	835,15	3506,176	VSH	6,6623	1524,3690	101,3	298,15	104,929	0,367	220,119	Ex40
41	142,9	3.110,0	624,25	3116,223	VSH	6,7295	1114,3853	101,3	298,15	104,929	0,367	159,246	Ex41
42	171,7	2.750,0	832,85	3593,747	VSH	7,4453	1378,4885	101,3	298,15	104,929	0,367	236,686	Ex42

43	22,4	420,0	540,35	2999,248	VSH	7,4235	790,4907	101,3	298,15	104,929	0,367	17,707	Ex43
44	195,6	420,0	565,35	3050,589	VSH	7,5164	814,1388	101,3	298,15	104,929	0,367	159,246	Ex44
45	195,6	3,7	300,77	2318,209	0,904300	7,7264	19,1298	101,3	298,15	104,929	0,367	3,742	Ex45
46	195,6	3,7	300,77	115,795	LS	0,4038	-0,0500	101,3	298,15	104,929	0,367	-0,010	Ex46
46bis	97,8	3,7	300,77	115,795	LS	0,4038	-0,0500	101,3	298,15	104,929	0,367	-0,005	Ex46bis
Gas Combusti(Air)	m	p	T	h	cp	R	ex	p0	T0	h0	RO	Ex=m*ex	
ID number	Kg/s	bar	K	kJ/kg	KJ/KgK	KJ/KgK	KJ/Kg	bar	K	KJ/Kg	KJ/KgK	MW	
1	643,94	1,033	881,33	638,649	1,0501	0,287	275,8398	1	298,15	25,125	8,314	177,624	Ex1
8	643,94	1,033	791,94	539,749	1,0404	0,287	213,4909	1	298,15	25,125	8,314	137,475	Ex8
7	643,94	1,033	776,23	522,560	1,03873	0,287	203,0370	1	298,15	25,125	8,314	130,744	Ex7
6	643,94	1,033	655,51	393,956	1,03032	0,287	128,9655	1	298,15	25,125	8,314	83,046	Ex6
5	643,94	1,033	557,09	290,040	1,0215	0,287	76,8934	1	298,15	25,125	8,314	49,515	Ex5
4	643,94	1,033	526,48	257,100	1,0149	0,287	62,4492	1	298,15	25,125	8,314	40,214	Ex4
3	643,94	1,033	440,10	168,473	1,0091	0,287	28,8634	1	298,15	25,125	8,314	18,586	Ex3
2	643,94	1,033	368,15	95,555	1,0058	0,287	9,9423	1	298,15	25,125	8,314	6,402	Ex2
Shaft Power													
Id P	n											Ex=Shaft Power	
- MW	rpm											MW	
47	56,309	3000										56,309	Ex47
48	93,260	3000										93,260	Ex48
49	143,254	3000										143,254	Ex49
59	292,823	3000										292,823	Ex59
Electric Power													
Id	P	I	V	cosfi								Ex=E.P.	
-	MW											MW	
14	0,138											0,138	Ex14 (Pel PEC)
18	1,219											1,219	Ex18 (Pel FWP)
60	279,748											279,748	Ex60(Pel TV22)
E.P. GROSS Mod.1	800,215											800,215	E.P.GROS m2
E.P. NET Mod.1	788,130											788,130	E.P.NET m2

Modulo 2 CCGT Chivasso - Gruppo Turbogas TG 22

Air													
Id number	m	p	T	h	cp	R	ex	p0	T0	h0	R0	Ex=m*ex	
	Kg/s	bar	K	KJ/kg	KJ/KgK	KJ/KgK	KJ/Kg	bar	K	KJ/Kg	KJ/KgK	MW	
1*	630,000	1	288,15	15,075	1,005	0,287	0,172	1	298,15	25,125	8,314	0,109 Ex1*	
2*	630,000	15	666,55	420,938	1,07	0,287	369,013	1	298,15	25,125	8,314	232,478 Ex2*	
4*	643,940	15	1600,15	1490,221	1,123	0,287	1.131,042	1	298,15	25,125	8,314	728,323 Ex4*	
5*	643,940	1,033	881,3	668,965	1,1	0,287	288,791	1	298,15	25,125	8,314	185,964 Ex5*	
Natural Gas													
3*	13,940	30	308,15	48815	Fsz	1,04	0,52	50767,6	1	298,15	-	8,314	707,700 Ex3*
Shaft Power													
6*	509,186											509,186 Ex6*	
7*	239,584											239,584 Ex7*	
8*	269,602											269,602 Ex8*	
Electric Power													
9*	260,233											260,233 Ex9*	

Modulo 2 CCGT Chivasso - Gruppo a vapore GVR-TV 22

Water												
Id number	m	p	T	h	q	s	ex	P0	T0	h0	s0	Ex=m*ex
-	kg/s	kPa	K	kJ/kg	kg/kg	kJ/kgk	kJ/kg	kPa	K	kJ/kg	kJ/kgK	MWth
10	98,8	5.500,0	300,95	117,054	LS	0,4048	0,9326	101,3	298,15	104,929	0,367	0,092 Ex10
12	98,8	5.100,0	413,85	592,300	LS	1,7416	77,5991	101,3	298,15	104,929	0,367	7,667 Ex12
13	98,8	5.100,0	425,75	643,402	LS	1,8681	90,9110	101,3	298,15	104,929	0,367	8,982 Ex13
13bis	74,4	5.100,0	425,75	643,402	LS	1,8681	90,9110	101,3	298,15	104,929	0,367	6,764 Ex13bis
13ter	9,0	5.100,0	425,75	643,402	LS	1,8681	90,9110	101,3	298,15	104,929	0,367	0,821 Ex13ter
13quater	24,4	5.100,0	425,75	2105,520	Lambda	4,9454	635,5972	101,3	298,15	104,929	0,367	15,509 Ex13quater
15	5.483,8	101,3	298,15	104,929	LS	0,3672	0,0000	101,3	298,15	104,929	0,367	0,000 Ex15
16	5.483,8	101,3	308,15	146,731	LS	0,5051	0,6856	101,3	298,15	104,929	0,367	3,760 Ex16
17	9,0	450,0	536,85	2991,120	LS	7,3770	796,2274	101,3	298,15	104,929	0,367	7,190 Ex17
20	9,0	510,0	425,73	2748,989	LS	6,8139	721,9784	101,3	298,15	104,929	0,367	6,519 Ex20
21	74,4	3.070,0	508,29	1014,434	LS	2,6574	226,6923	101,3	298,15	104,929	0,367	16,866 Ex21
22	74,4	2.990,0	588,35	3032,672	LS	6,6086	1066,8686	101,3	298,15	104,929	0,367	79,375 Ex22
23	24,4	2.990,0	636,55	3147,617	LS	6,7965	1125,8067	101,3	298,15	104,929	0,367	27,470 Ex23
25	24,4	2.830,0	836,45	3601,143	LS	7,4411	1387,1263	101,3	298,15	104,929	0,367	33,846 Ex25
30	74,4	14.010,0	427,23	658,149	LS	1,8682	105,6996	101,3	298,15	104,929	0,367	7,864 Ex30
31	74,4	13.290,0	605,73	1542,895	LS	3,5788	480,4303	101,3	298,15	104,929	0,367	35,744 Ex31
31bis	74,4	13.290,0	605,73	2655,931	VSS	5,4163	1045,6112	101,3	298,15	104,929	0,367	77,793 Ex31bis
33	74,4	12.810,0	837,95	3511,859	LS	6,6637	1529,6285	101,3	298,15	104,929	0,367	113,804 Ex33
40	74,4	12.180,0	835,55	3511,810	VSH	6,6853	1523,1587	101,3	298,15	104,929	0,367	113,323 Ex40
41	68,7	3.090,0	637,45	3147,667	VSH	6,7822	1130,1281	101,3	298,15	104,929	0,367	77,640 Ex41
42	82,8	2.780,0	836,25	3601,137	VSH	7,4492	1384,7084	101,3	298,15	104,929	0,367	114,654 Ex42
43	10,4	450,0	536,85	2991,120	VSH	7,3770	796,2274	101,3	298,15	104,929	0,367	8,281 Ex43
44	98,8	430,0	570,85	3061,631	VSH	7,5251	822,5892	101,3	298,15	104,929	0,367	81,272 Ex44
45	98,8	3,7	300,77	2439,253	0,954000	8,1289	20,1839	101,3	298,15	104,929	0,367	1,994 Ex45
46	98,8	3,7	300,77	115,795	LS	0,4038	-0,0500	101,3	298,15	104,929	0,367	-0,005 Ex46

Gas Combusti(Air)	m	p	T	h	cp	R	ex	p0	T0	h0	R0	Ex=m*ex		
ID number	Kg/s	bar	K	kJ/kg	KJ/KgK	KJ/KgK	KJ/Kg	bar	K	KJ/Kg	KJ/KgK	MW		
1	643,94	1,033	881,33	638,649	1,0501	0,287	275,8398	1	298,15	25,125	8,314	177,624	Ex1	
8	643,94	1,033	791,94	539,749	1,0404	0,287	213,4909	1	298,15	25,125	8,314	137,475	Ex8	
7	643,94	1,033	776,23	522,560	1,03873	0,287	203,0370	1	298,15	25,125	8,314	130,744	Ex7	
6	643,94	1,033	655,51	393,956	1,03032	0,287	128,9655	1	298,15	25,125	8,314	83,046	Ex6	
5	643,94	1,033	557,09	290,040	1,0215	0,287	76,8934	1	298,15	25,125	8,314	49,515	Ex5	
4	643,94	1,033	526,48	257,100	1,0149	0,287	62,4492	1	298,15	25,125	8,314	40,214	Ex4	
3	643,94	1,033	440,10	168,473	1,0091	0,287	28,8634	1	298,15	25,125	8,314	18,586	Ex3	
2	643,94	1,033	368,15	95,555	1,0058	0,287	9,9423	1	298,15	25,125	8,314	6,402	Ex2	
Shaft Power														
Id	P	n											Ex=Shaft Power	
-	MW	rpm											MW	
47	27,092	3000											27,092	Ex47
48	44,671	3000											44,671	Ex48
49	61,491	3000											61,491	Ex49
59	133,254	3000											133,254	Ex59
Electric Power														
Id	P	I	V	cosfi									Ex=E.P.	
-	MW												MW	
14	0,138												0,138	Ex14 (Pel PEC)
18	1,219												1,219	Ex18 (Pel FWP)
60	129,283												129,283	Ex60(Pel TV22)
E.P. GROSS Mod.2	389,517												389,517	E.P.GROS m2
E.P. NET Mod.2	382,819												382,819	E.P.NET m2