

VALUTAZIONE DELLE EMISSIONI INQUINANTI DI IMPIANTI TERMOELETTRICI A COMBUSTIBILE FOSSILE IN FUNZIONE DELLE CONDIZIONI DI ESERCIZIO

Bianchi M. *, De Pascale A. *, Peretto A. *, Cagnoli P. °, Lussu F. °, Sansoni M. °

* Università di Bologna, Facoltà di Ingegneria – DIEM, Viale Risorgimento 2 – 40136, Bologna,
° ARPA Emilia Romagna, Ingegneria Ambientale, Vicolo Carega 3 – 40121, Bologna

SOMMARIO

Nelle Valutazioni di Impatto Ambientale delle centrali termoelettriche proposte recentemente in Italia vengono presentate stime di emissioni annue al camino che si basano sul concetto di ore/equivalenti di funzionamento; tali emissioni annue sono quindi valutate considerando fattori di emissione costanti, garantiti dai costruttori dei motori primi impiegati e degli eventuali sistemi di post-trattamento fumi. Tuttavia, la corretta stima delle emissioni di una centrale termoelettrica non dipende solo dalla tipologia dell'impianto, dal combustibile impiegato e dai sistemi di abbattimento previsti, ma anche e soprattutto da come la centrale stessa viene esercitata durante il suo funzionamento, ovvero dal carico effettivo, dal numero di avviamenti e di fermate, dallo stato di invecchiamento, ecc.

Nel presente lavoro si intende mostrare una metodologia di stima delle emissioni inquinanti di una centrale termoelettrica basata su "cicli virtuali di esercizio" del tipo di quelli utilizzati per l'omologazione degli autoveicoli. A conclusione verranno presentati i risultati della suddetta metodologia applicata al caso di un turbogas semplice, funzionante o in condizioni di carico nominale o con un esercizio che preveda periodi di lavoro a carico parziale ed un certo numero di avviamenti e fermate.

INTRODUZIONE

La crescente richiesta di elettricità in Italia e il divario tra l'energia consumata e quella prodotta internamente stanno favorendo la proposta di nuove centrali elettriche. Inoltre, i sistemi termoelettrici esistenti stanno subendo un processo di ripotenziamento necessario a causa dell'invecchiamento e dei valori non competitivi di efficienza degli impianti di vecchia generazione ancora in funzione. Infine, nello scenario nazionale è attualmente in atto un processo di progressiva liberalizzazione del mercato dell'energia, che consente alle imprese private di generare e vendere l'energia elettrica in un mercato regolamentato.

Requisiti potenzialmente strategici per le nuove centrali sono la possibilità di generare potenze diverse dal carico nominale e la capacità di variare il carico erogato con rapidità, condizioni fondamentali per essere competitivi in un mercato liberalizzato. Ancor più importante, per poter ottenere l'autorizzazione all'esercizio dell'impianto, è il rispetto dei vincoli legislativi in materia di emissioni inquinanti. Come noto le centrali termoelettriche convenzionali a combustibile fossile emettono al camino una serie di sostanze inquinanti, quali gli ossidi di azoto (NO_x), il monossido di carbonio (CO), gli ossidi di zolfo (SO_x), i composti organici volatili (VOC), il particolato (indicato come PM o TSP) e l'anidride carbonica (CO₂). Nel caso specifico di impiego di combustibili non convenzionali (rifiuti, biomasse, ecc...) si aggiungono altre sostanze chimiche quali gas acidi (HCl, HF, HBr) e diossine.

Il rilascio di tali sostanze dipende dal tipo di impianto dalla tecnologia impiegata e dalle condizioni operative.

D'altra parte, i dati di emissione pubblicati nelle Valutazioni d'Impatto Ambientale relative a progetti di centrali recentemente autorizzate o proposte in Italia, si riferiscono alle emissioni garantite a carico nominale [1]. Alcuni dati riferiti a nuovi impianti alimentati a gas naturale (GN), vengono mostrati nella Tab. 1. Si può osservare che non vengono indicati dati di emissioni agli avviamenti, agli spegnimenti o in condizione di carico parziale; al contrario le emissioni annue vengono calcolate con riferimento alle condizioni di carico nominale, assumendo che l'impianto lavori a pieno carico per un certo numero di ore equivalenti annue, definite come rapporto tra l'energia annua prodotta e la potenza nominale d'impianto.

Pertanto, in alcuni casi riportati in tabella, le emissioni annue sono calcolate moltiplicando i valori di concentrazione di inquinanti nei fumi garantiti dal costruttore della turbina a gas per la portata in massa di gas allo scarico a pieno carico (ottenendo in tal modo l'emissione oraria) e moltiplicando ancora per il numero di ore equivalenti annue.

In altri casi, la portata oraria di inquinante dichiarata include l'effetto dei carichi parziali, ma soltanto in termini medi. Si deve inoltre sottolineare che le emissioni di SO_x e di particolato sono indicate come nulle, poiché le concentrazioni nei gas di scarico sono tipicamente considerate trascurabili, nel caso di impiego di gas naturale come combustibile. D'altronde, l'ammontare annuo di tali sostanze potrebbe non essere trascurabile e dovrebbe pertanto essere preso in considerazione anche per gli impianti alimentati a gas naturale, come raccomandato dall'EPA in [2].

Tab. 1 – Dati di emissioni annue di alcuni nuovi impianti proposti a ciclo combinato [1]

Sito & Società	Pot. netta MW _e	Rendim. %	Ore equiv.	fumi dry _{15% O2} Nm ³ /h	CO ₂ kg/MWh _e	SO ₂	NOx	CO	TSP
						ton/anno, (mg/Nm ³) e [kg/h]			
Pianopoli (CZ) - Sitel	750	55.5	8000	3200000 ¹⁾	335	0, [0]	1680, (50), [210]	-	0,[0]
Portogruaro (VE) - Mirant Italia	384	55.8	8000	2350000	360	0, [0]	940, (50), [117.5]	-	0,[0]
Livorno - Enel ⁴⁾	680	52.3	-	4000000	406	0, [0]	(100),[380]	-	0,[0]
Ravenna - EniPower ⁴⁾	712	51.4	8000	4142300	300	0	1656, (50), [206]	994, (30), [124]	0,[0]
Candela (FG) - Edison	358	55.7	8154	1820291	419.5 ²⁾	0, [0]	820, (50), [102.6]	-	70, [9] ²⁾
Altomonte (CZ) - Sondel	766	56.0	8000	2800000	355	0, [0]	1696, (51), [212]	-	0,[0]
Gissi (CH) - Abruzzo En.	748	56.1	8000	3330000 ²⁾	353	0, [0]	1608, (50), [201]	-	0, [0]
Mantova - IES ⁴⁾	133	46.0	8000	980000	474024 ³⁾	0	392, (50)	392	0
Cassano d'Adda (MI) - AEM ⁴⁾	988	54.0	7500	5399942	2774549 ³⁾	0	2025 (50)	2025 (50)	0

¹⁾ valutati sui gas secchi al 13.6% O₂

²⁾ mix di NG gas povero estratto localmente

³⁾ (ton/anno)

⁴⁾ ripotenziamento con CC di impianti esistenti

L'APPROCCIO PROPOSTO PER LA VALUTAZIONE DELLE EMISSIONI

L'approccio proposto intende stimare le emissioni totali per un impianto funzionante in condizioni reali di esercizio, identificando e prendendo in considerazione i diversi fattori che influenzano il rilascio al camino delle specie inquinanti.

In termini generali, l'emissione annua di una specie inquinante i-esima può esprimersi come somma delle emissioni ($\Gamma_{op,i}$) durante i periodi di funzionamento a pieno carico e a carico parziale, più le emissioni durante gli start-up ($\Gamma_{su,i}$) e gli shut-down ($\Gamma_{sd,i}$):

$$\Gamma_{tot,i} = \Gamma_{op,i} + \Gamma_{su,i} + \Gamma_{sd,i} \quad (1)$$

Esplicitando i tre diversi contributi si ottiene:

$$\Gamma_{tot,i} = \sum_T \lambda_{i,T} \cdot HR_T \cdot P_T \cdot h_T \cdot \epsilon_i + \sum_{SU} N_{SU} \cdot \xi_{i,SU} \cdot \epsilon_{i,SU} + \sum_{SD} N_{SD} \cdot \xi_{i,SD} \cdot \epsilon_{i,SD} \quad (2)$$

dove:

- T è il periodo di continuo funzionamento ad un carico costante pari a P_T;
- $\lambda_{i,T}$ è il fattore di emissione dell'i-esima specie inquinante, per unità di energia del combustibile, con riferimento all'LHV;
- HR_T è il consumo specifico (heat rate) dell'impianto nel periodo T;
- P_T è la potenza generata nel periodo T;
- ϵ_i è il fattore di riduzione del fattore di emissione dovuto a eventuali sistemi di post-trattamento;
- h_T è il numero di ore del periodo T;
- $\xi_{i,SU}$ e $\xi_{i,SD}$ sono le emissioni dell'i-esimo inquinante durante il singolo start-up e shut-down;

- N_{SU} (N_{SD}) è il numero di start-up (shut-down) che si verificano con le stesse caratteristiche, cosicché le corrispondenti emissioni $\xi_{i,SU}$ ($\xi_{i,SD}$) sono le stesse;
- $\epsilon_{i,SU}$ e $\epsilon_{i,SD}$ sono i fattori di abbattimento dei sistemi di post-trattamento per l'i-esimo inquinante durante gli start-up e shut-down.

In questo studio è stato sviluppato un codice di calcolo per valutare le emissioni di un assegnato impianto termoelettrico, implementando la metodologia sopra descritta e includendo tutte le variabili evidenziate. In particolare i dati richiesti in input dal programma sono mostrati in Fig. 1.

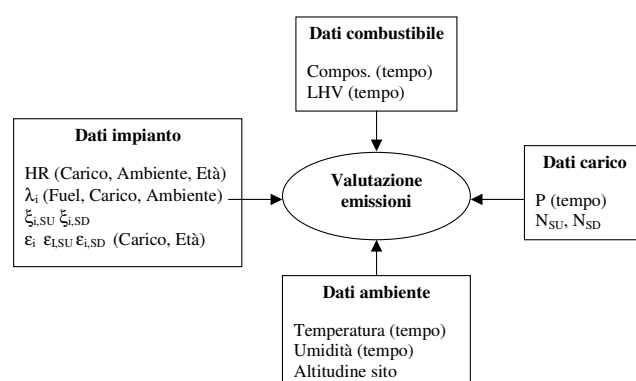


Fig. 1 – Dati di input del codice di calcolo

Nel seguito si chiariranno in maniera dettagliata quali sono i fattori che influenzano i singoli termini dell'Eq. 2.

Fattori di emissione del combustibile

Il generico fattore di emissione $\lambda_{i,T}$ è definito come la massa dell'i-esima specie emessa per unità di energia del combustibile, con riferimento al suo LHV; in termini generali,

per quantificare i fattori di emissione, è necessario specificare i seguenti punti:

- la specie inquinante;
- il tipo di combustibile;
- il sistema di combustione;
- il carico di funzionamento;
- le condizioni ambiente (temperatura, pressione, umidità).

La tipologia di combustibile ha forte impatto sulle emissioni, dal momento che, a seconda della sua composizione, alcune specie inquinanti possono essere presenti nei prodotti di combustione con concentrazione maggiore o minore (ad esempio la presenza di zolfo, carbonio e azoto nel combustibile promuovono rispettivamente la formazione di SO_x, CO₂ e NO_x).

La configurazione del sistema di combustione è altrettanto importante per le risultanti emissioni ed è legata al grado di premiscelazione dell'aria e del combustibile, al rapporto di equivalenza locale, al sistema di raffreddamento con eventuali fenomeni di "quenching", all'adozione di sistemi di abbattimento di tipo Dry Low NO_x (DLN), al reburning, all'iniezione in camera di combustione di acqua/vapore o ad altre soluzioni tecniche. In conclusione, per dato combustibile, il valore effettivo dei $\lambda_{i,T}$ può variare in maniera significativa a seconda delle caratteristiche del processo di combustione che si verificano entro il bruciatore.

L'effetto del carico sui fattori di emissione è strettamente connesso alla tipologia di combustore e alla sua modalità operativa ai carichi parziali. Ad esempio, un tipico bruciatore DLN funzionante a pieno carico in condizioni di fiamma magra e premiscelata, ai carichi parziali passa ad un regime di fiamma parzialmente premiscelata (per evitare problemi di spegnimento della fiamma); di conseguenza le emissioni di NO_x aumentano, come mostrato in Fig. 2. Questo comportamento è distintivo per turbine a gas che adottino sistemi di tipo DLN. Al contrario, un bruciatore convenzionale basato su di un regime di fiamma di tipo diffusivo fornisce una concentrazione di NO_x crescente con il carico (si veda Fig. 2), specialmente se i carichi parziali sono ottenuti riducendo la temperatura di fiamma. Un altro esempio di influenza del carico operativo sulle emissioni riguarda il caso del CO: la concentrazione di questa specie aumenta a bassi carichi, a causa dei fenomeni di quenching. La Fig. 3 mostra tale effetto in termini di concentrazioni di CO per differenti tipologie di bruciatori.

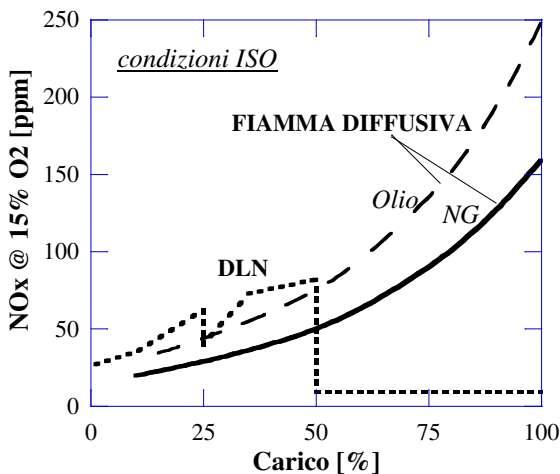


Fig. 2 – concentrazione di NO_x per un bruciatore GE di tipo DLN [3] and per bruciatori a fiamma diffusiva [4]

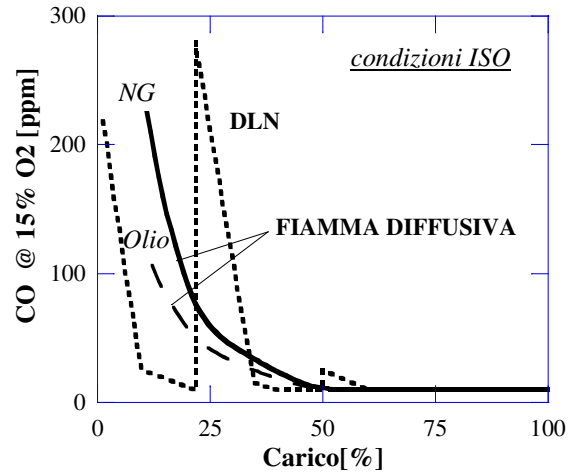


Fig. 3 – concentrazione di CO per un bruciatore GE di tipo DLN [3] e per bruciatori a fiamma diffusiva [4]

Heat rate

In primis, il valore dell'Heat Rate (HR) in condizioni nominali dipende dalla tipologia dell'impianto (ad esempio ciclo combinato (CC), o impianto a ciclo di turbina a vapore o turbina a gas (GT)), dalla taglia e dal livello tecnologico. Dato l'impianto, il valore di HR dipende inoltre dalla condizione operativa in termini di potenza erogata rispetto al carico nominale; alcuni esempi sono forniti in Fig. 4 per una turbina a gas (Siemens GT35), un ciclo combinato (3LP con RH basato sul turbogas Alstom GT26) e un impianto a vapore; i dati si riferiscono alle condizioni ISO.

L'efficienza dell'impianto è anche sensibile alle condizioni ambiente e risente dello stato di obsolescenza delle macchine.

Gli effetti della temperatura ambiente sull'heat rate e la potenza prodotta sono mostrati nelle Fig. 5 e 6 per una turbina a gas (GT35C), per un ciclo combinato (basato sul turbogas GT26) e per un impianto a vapore con torre evaporativa a circolazione forzata (dati ottenuti in base a [5] e [6]).

In figura 7 viene invece mostrata la variazione dell'HR in funzione dell'età per un tipico impianto a ciclo combinato [7], con conseguente deterioramento delle prestazioni dell'impianto.

Entrambi questi fattori non sono considerati nelle valutazioni numeriche riportate nel presente studio.

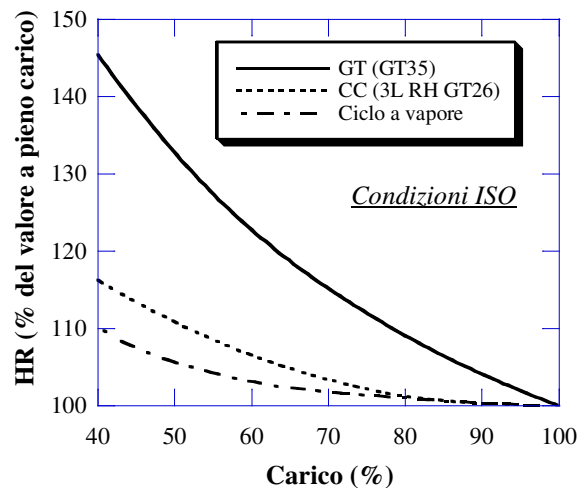


Fig. 4 – Tipici andamenti dell'HR in funzione del carico in condizioni ISO per diversi impianti ([6])

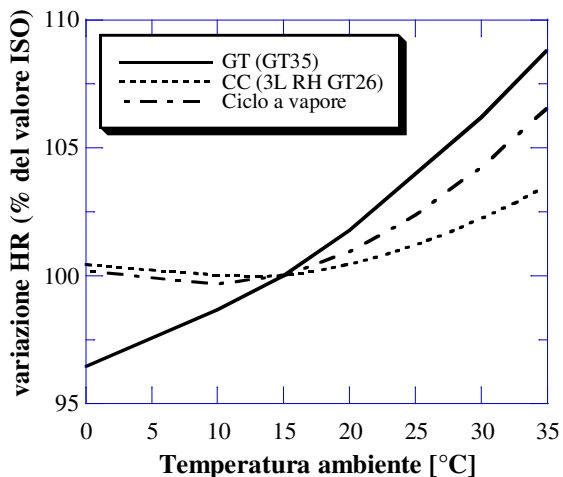


Fig. 5 – variazioni dell'HR rispetto alle condizioni ISO per diversi impianti ([5], [6])

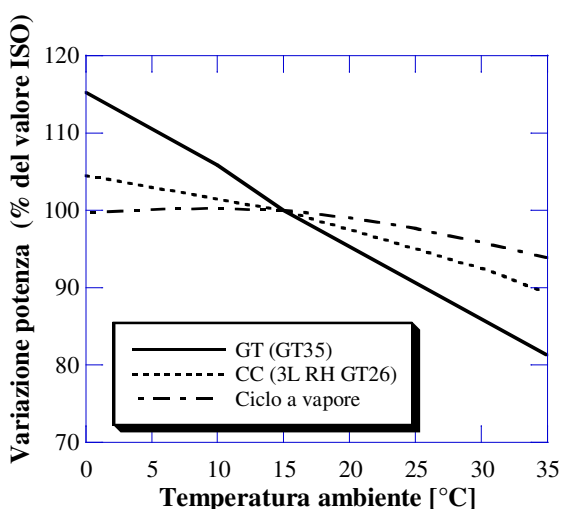


Fig. 6 – Variazioni della potenza rispetto alle condizioni ISO per diversi impianti ([5], [6])

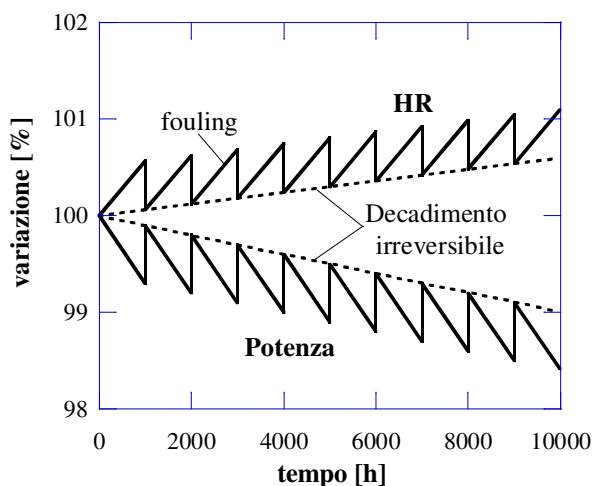


Fig. 7 – variazioni di HR e della potenza erogata a causa dell'invecchiamento per un tipico impianto a ciclo combinato [7]

Fattori di abbattimento dovuti ai sistemi di post-trattamento

Le emissioni inquinanti rilasciate al camino, per unità di energia del combustibile, dipendono anche dall'eventuale

presenza di sistemi di abbattimento; tipici esempi di tali sistemi sono l'SCR per i ridurre gli NOx, gli scrubber per l'SOx e i filtri per il particolato. In generale, questi sistemi possono richiedere anche energia elettrica e/o termica per gli ausiliari, con conseguente riduzione dell'efficienza d'impianto. L'effetto di tali sistemi di abbattimento può essere incluso nel calcolo delle emissioni finali mediante dei coefficienti di efficienza di abbattimento (ϵ_i , $\epsilon_{i,SU}$ e $\epsilon_{i,SD}$ nell'Eq. 2); tali fattori rappresentano il rapporto tra la quantità di inquinante catturata e la massa in ingresso al sistema di abbattimento. In generale, i fattori di abbattimento sono influenzati dalle condizioni operative (carico, condizioni ambiente, età dell'impianto, stato di manutenzione dei sistemi di abbattimento, ecc...); ad esempio, il fattore di conversione dell'NOx in N₂ per un tipico SCR raggiunge valori fino a 70-90% quando la temperatura dei gas in ingresso si colloca nel range di 300-400°C, mentre tende a ridursi per valori di temperatura inferiori [8].

APPLICAZIONE: VALUTAZIONE EMISSIONI DI UNA TURBINA A GAS

La metodologia descritta ed il codice di calcolo sviluppato sono stati qui impiegati per valutare le emissioni prodotte da una turbina a gas funzionante secondo un ciclo di carico prestabilito.

La Fig. 8 fornisce i fattori di emissione (λ) in condizioni ISO in funzione del carico per una turbina a gas da 80 MW alimentata a GN e dotata di tecnologia DLN [9]. Inoltre, nella medesima figura si indica con linea tratteggiata l'andamento dell'HR in funzione del carico della turbina considerata. Il grafico mostra che i fattori di emissione per NOx, CO, PM e VOC sono decrescenti con il carico, poiché il progetto della camera di combustione è ottimizzato per il pieno carico mentre a carico parziale, la combustione parzialmente premiscelata determina un aumento di NOx e contemporaneamente si ha quenching con conseguente aumento di CO e VOC. Al contrario, i fattori di emissione di CO₂ e SOx dipendono solamente dal combustibile, e dunque sono costanti al variare del carico; il fattore di emissione dell'SOx è calcolato stimando un contenuto medio di zolfo nel gas di 10 mg/Sm³, mentre quello della CO₂ prodotta dalla combustione di gas naturale è assunto pari a 55 g/MJ.

La Tab. 2 fornisce i valori di emissione durante lo start-up, da [9]. L'emissione di CO₂ allo start-up è valutata sulla base dell'energia consumata durante il singolo start-up, di durata pari ad un'ora.

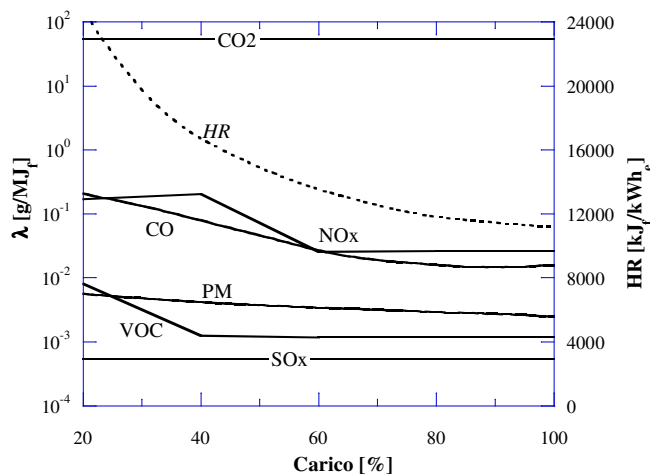


Fig. 8 – Fattori di emissione e HR del turbogas in studio

Tab. 2 – Dati di emissioni agli avviamenti

NOx	kg	32.25
CO	kg	40.41
VOC	kg	1.72
SOx	kg	2.27
PM	kg	0.77
CO ₂	ton	40.7

Profili di carico

Le emissioni della turbina a gas in studio sono state valutate considerando tre diversi ipotetici scenari di carico settimanali, rappresentati in Fig. 9. La Tab. 3 fornisce, per i tre scenari considerati, i relativi valori delle ore equivalenti, espresse come rapporto tra l'energia prodotta nella settimana E_W e la taglia nominale di impianto P_0 :

$$h_{eq} = \frac{E_W}{P_0} \quad (3)$$

Nel primo scenario (A), si è assunto che l'impianto funzioni costantemente a pieno carico per l'intera settimana: dunque il valore delle ore equivalenti coincide con quello delle ore effettive di funzionamento (pari a 168 h).

Nel secondo caso (B), il carico varia nel modo seguente: da lunedì a venerdì l'impianto funziona a pieno carico nelle nove ore centrali del giorno, funziona all'80% del pieno carico dalle 6 alle 9 e dalle 18 alle 22 e al 60% della potenza nominale nelle ore notturne. Al sabato il carico è costante, pari al 60% e infine l'impianto è spento durante la domenica, cosicché si verifica una sola manovra di start-up per settimana. Il tempo di funzionamento totale è pari a 144 h settimanali, ma il numero di ore equivalenti è pari a 111 h.

Il terzo profilo di carico (C) è caratterizzato da un funzionamento a pieno carico dalle 9 alle 18 nei giorni lavorativi (come in B), mentre la potenza prodotta è il 50% del valore nominale dalle 6 alle 9 e dalle 18 alle 22. L'impianto è spento nelle ore notturne (22 - 5) e nell'intero weekend. Pertanto, in questo scenario l'impianto funziona per 80 h, ma il numero di ore equivalenti è pari a 63 h.

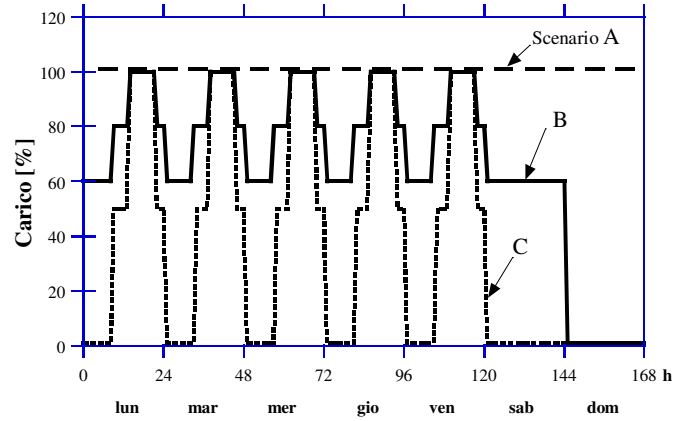


Fig. 9 – scenari di carico assunti

Tab. 3 – Dati relativi agli scenari di carico

	Ore di funzionamento al carico				Ore equiv.	Energia Prod. [GWh]	n.ro SU
	100%	80%	60%	50%			
A	168	-	-	-	168	13.44	-
B	45	35	64	-	111	8.91	1
C	45	-	-	35	63	5.00	5

Risultati

Il confronto tra i tre scenari considerati in termini di energia consumata e di heat rate medio settimanale in condizioni ISO è fornito in Fig. 10. In particolare, per i casi B e C, il consumo di combustibile dovuto agli start-up è rappresentato dalla barra nera, mentre la barra bianca rappresenta il consumo calcolato assumendo l'heat rate costante (pari al valore a pieno carico) durante tutte le ore equivalenti; la barra grigia è il contributo dovuto all'effetto della variabilità dell'heat rate con il carico, non presente se si adotta l'ipotesi semplificata di HR costante; si può osservare che nel caso B il consumo settimanale di combustibile valutato presumendo l'heat rate costante sarebbe inferiore del 9% al valore effettivo del consumo, mentre si ha una sottostima di circa 14% nel caso C.

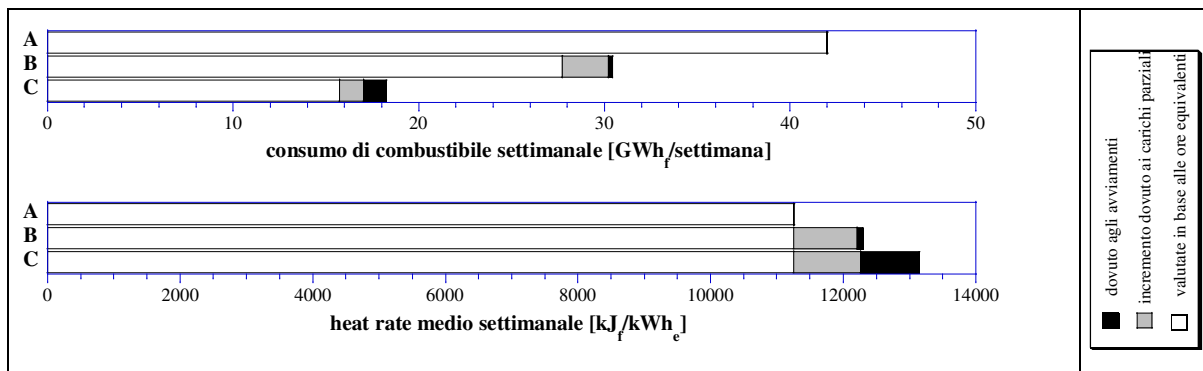


Fig. 10 – consumo di combustibile e heat rate medio settimanale nei diversi scenari di carico

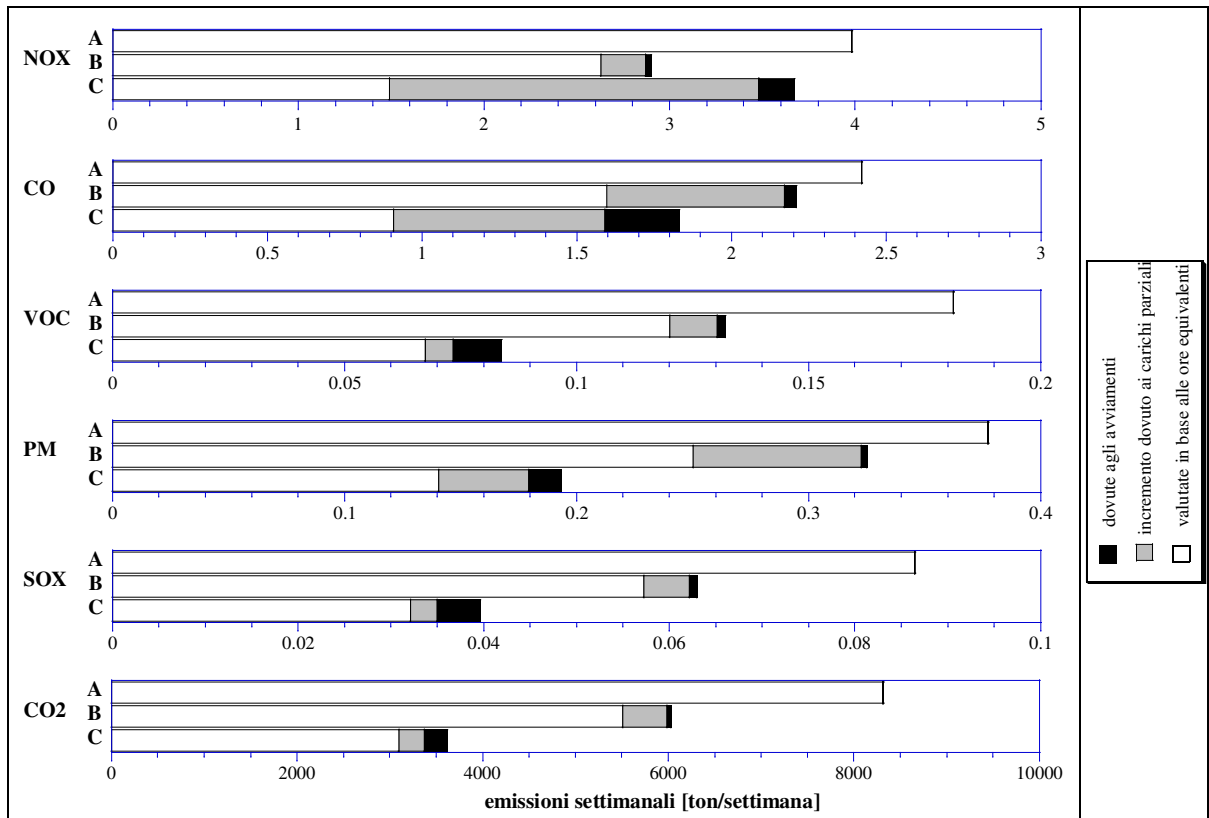


Fig. 11 – emissioni settimanali nei diversi scenari di carico (condizioni ISO)

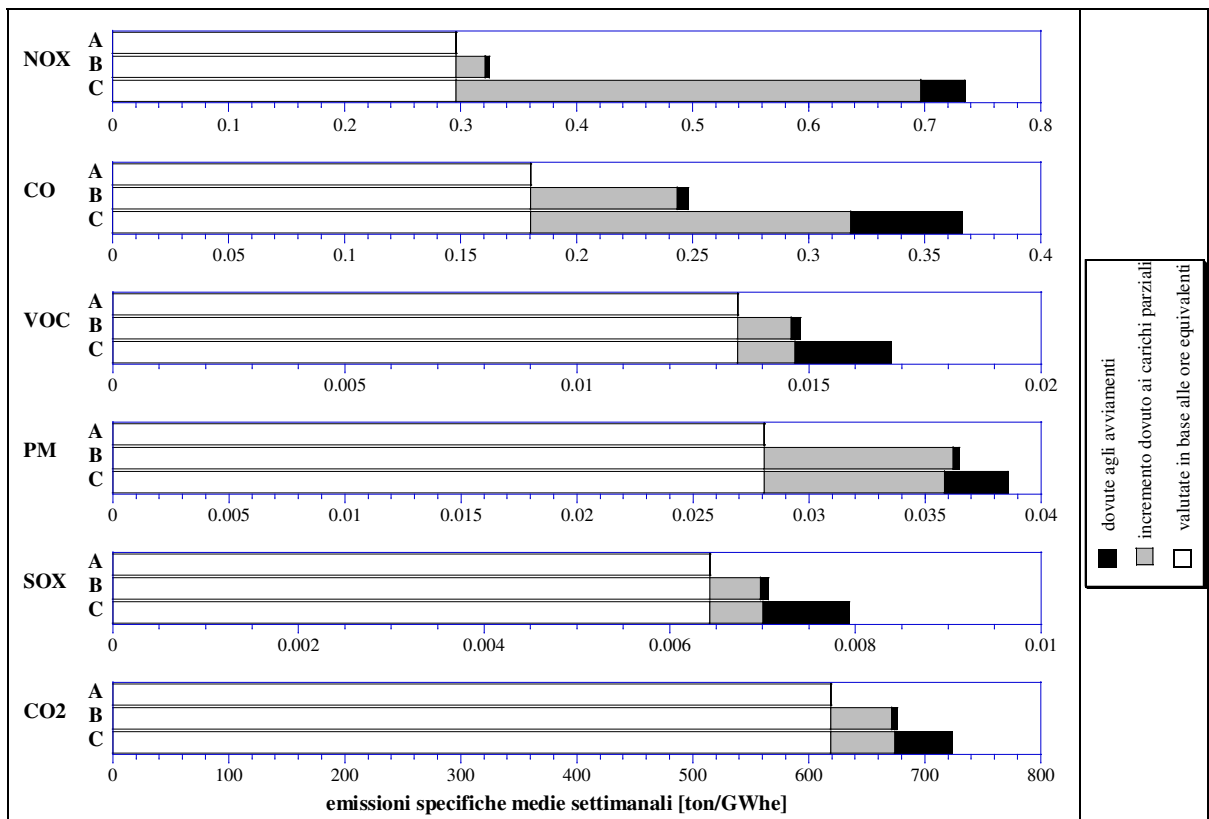


Fig. 12 – emissioni specifiche medie settimanali nei diversi scenari di carico (condizioni ISO)

Le emissioni calcolate in condizioni ISO in termini di NO_x, CO, VOC, PM, SO_x e CO₂ sono riportate in Fig. 11 per i tre differenti scenari di carico. In particolare, la somma della barra bianca, della grigia e della nera rappresenta l'emissione totale settimanale calcolata in base all'Eq. 2, considerando il profilo di carico reale, la relativa variazione dei fattori di emissione e le emissioni agli start-up. Le barre bianche rappresentano le emissioni che sarebbero prodotte considerando un funzionamento a pieno carico per un periodo pari alle ore equivalenti e assumendo fattori di emissione costanti e pari al valore a pieno carico; le barre nere sono i contributi dovuti agli start-up e le barre grigie rappresentano l'incremento di emissioni considerando la variabilità dell'HR e dei fattori di emissione. L'entità di questo contributo dipende dal profilo di carico (aumenta se è maggiore il numero di ore a carico parziale) ma anche dalla specie inquinante; per esempio, il contributo dei carichi parziali alle emissioni di NO_x e CO sono maggiori nel caso C (54% del NO_x totale e il 37% del CO totale) che nel caso B (8% e 25% del totale rispettivamente per NO_x e CO) mentre per altri inquinanti la frazione dell'emissione totale dovuta ai carichi parziali è maggiore nel caso B che nel caso A.

L'emissione assoluta dei diversi effluenti considerati è maggiore nel caso di carico A, ma si deve anche considerare che i tre scenari sono caratterizzati da un diverso numero di ore equivalenti per settimana e così l'energia prodotta nel periodo di riferimento è differente, come mostrato in Tab. 3. Per avere un quadro più completo è dunque necessario considerare anche le emissioni specifiche γ , valutate come:

$$\gamma = \frac{\Gamma_{\text{tot}}}{E_w} \quad (4)$$

La Fig. 12 presenta i valori di emissioni specifiche del turbogas in studio calcolati per i tre scenari di carico considerati.

La situazione peggiore per tutte le specie inquinanti si ha nel caso C e, al contrario, il caso A fornisce le emissioni specifiche più basse, a causa dei valori di HR più elevati in condizioni di carico parziale.

CONCLUSIONI

L'applicazione mostrata della metodologia proposta per la valutazione accurata delle emissioni da impianti termoelettrici dimostra la necessità di considerare correttamente l'effetto dei carichi parziali e degli start-up/shut-down.

I risultati ottenuti per una turbina a gas funzionante in tre differenti scenari di carico hanno mostrato che i valori più elevati delle emissioni totali (responsabili di un impatto su base locale) si ottengono nel caso A (funzionamento continuo a pieno carico), mentre le emissioni specifiche (indice di impatto a livello globale) sono maggiori nel caso C (caratterizzato da forti variazioni del carico).

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] www.minambiente.it
- [2] Emission Factor Documentation of AP-42 Section 3.1, Stationary Combustion Turbines, EPA, USA, 2000
- [3] Rapagnani R, Technologies to Reduce GT Emissions, Texas Technology Showcase, March 17-19, 2003, Huston, Texas
- [4] Pavri R, Moore G D, Gas Turbine Emissions and

- Control, GE Power Systems, GER-4211 (03/01)
- [5] Bhargava R, Meher-Homji C B, Parametric Analysis of Existing Gas Turbine with Inlet Evaporative and Overspray Fogging, ASME Paper 2002-GT-30560 (2002)
- [6] Thermoflow 7 (release 2), Thermoflow Inc.
- [7] Silva P, Campanari S, Macchi E, Optimization of operative conditions and compressor cleaning time intervals of combined cycles in a liberalized market, ASME Paper GT03-38455
- [8] STEAM its generation and use, 40th Ed., Babcock & Wilcox, 1992
- [9] Macak J J, Evaluation of Gas Turbine Startup and Shutdown Emissions for New Source Permitting, Mostardi Platt Environmental, 2002

NOMENCLATURA

Acronimi

CC	Ciclo Combinato
DLN	Dry Low NO _x
GT	Turbina a Gas
LHV	Lower Heating Value
GN	Gas Naturale
PM	Particulate Matter
TSP	Total Suspended Particulate
VOC	Volatile Organic Compound

Pedici

eq	equivalente
i	i-esima specie
T	intervallo di tempo
SU,SD	start-up/shut-down
0	in condizioni nominali

Simboli

h	ore
HR	heat rate
N	numero di start-up/shut-down
P	potenza elettrica
γ	emissione specifica (per unità di energia el.)
Γ_{tot}	emissione totale
Γ_{op}	emissione durante il funzionamento
$\Gamma_{\text{su,sd}}$	emissione durante gli start-up/shut-down
E_w	energia elettrica settimanale
ε	fattore di abbattimento
λ	fattore di emissione
ξ	emissione durante gli start-up/shut-down