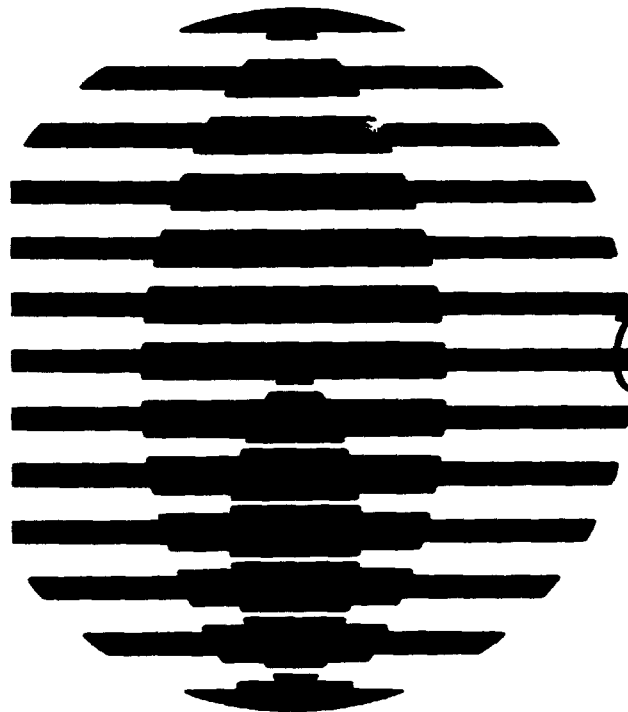


Napoli, 25-26-27  
novembre 1992

**Sessione 6**  
**UTILIZZO DEL GAS NELLA GRANDE**  
**GENERAZIONE ELETTRICA**



9300

1272

ETDE-IT--93-233.  
(CONF-9211224--20).

IT93E1272

**4° CONVEGNO ATIG**

**Cicli combinati e**  
**cogenerazione con**  
**gas naturale e**  
**combustibili**  
**alternativi**

R. Gusso  
TURBOTECNICA

**4° CONVEGNO ATIG  
Napoli 25-26-27 Novembre 1992**

**CICLI COMBINATI E COGENERAZIONE  
CON GAS NATURALE E COMBUSTIBILI ALTERNATIVI**

**(Sessione 6 / Relazione 6)**

**RAFFAELLO GUSSO  
Vicepresidente  
TURBOTECHNICA S.p.A. - FIRENZE**

Sessione 6  
Relazione 6

INDICE

INDICE.....pag.	1
SINTESI.....pag.	2
1. CONSIDERAZIONI GENERALI.....pag.	3
1.1. Impianti termoelettrici con turbine a gas nel mondo.....pag.	3
1.2. Impianti termoelettrici con turbine a gas in Italia.....pag.	5
2. CARATTERISTICHE DEI GAS COMBUSTIBILI UTILIZZABILI NELLE TURBINE A GAS.....pag.	7
2.1. Potere Calorifico.....pag.	8
2.2. Densità.....pag.	9
2.3. Limiti inferiore e superiore d'infiammabilità.....pag.	10
2.4. Contaminanti.....pag.	10
2.5. Temperature di fiamma ed emissioni.....pag.	11
3. RIDUZIONE DELLE EMISSIONI DI NOx.....pag.	11
4. COMBUSTIBILI ALTERNATIVI AL GAS NATURALE E PRINCIPALI INIZIATIVE IN CORSO.....pag.	13
BIBLIOGRAFIA.....pag.	16

Sessione 6  
Relazione 6

**SINTESI**

Dal 1985 ad oggi si é avuto un forte incremento nella vendita di turbine a gas nel mondo. I motivi principali sono stati: l'aumento dei rendimenti delle turbine e il conseguente aumento dei rendimenti dei Cicli Combinati; i buoni indici di utilizzazione del combustibile nel caso della cogenerazione; la versatilità della turbina a gas anche nell'utilizzo di una vasta gamma di combustibili; le emissioni allo scarico molto contenute; i costi e i tempi di fornitura inferiori a quelli degli impianti convenzionali.

Questa memoria, dopo alcuni cenni alla evoluzione dell'impiego delle turbine a gas nel mondo e in Italia, prende in esame le possibilità di utilizzo di combustibili anche diversi dal gas naturale, con particolare riguardo alla loro influenza sulle emissioni e agli adattamenti della macchina.

La memoria accenna infine alle varie iniziative in corso riguardanti la gasificazione del carbone e del TAR per centrali elettriche IGCC e l'utilizzo di gas combustibili a basso potere calorifico.

## 1. CONSIDERAZIONI GENERALI

### 1.1. Impianti termoelettrici con turbine a gas nel mondo

Negli ultimi anni si è registrato un notevolissimo incremento delle installazioni di turbine a gas per uso industriale destinate principalmente alla cogenerazione e ai cicli combinati. Si è passati infatti dai 5000 MW di turbogas (con potenza unitaria superiore ai 3 MW) venduti nel 1985 ai 27000 MW venduti nel 1990 nel mondo (Fig. 1).

Si può quindi parlare di una vera e propria "riscoperta" della turbina a gas, le cui applicazioni per oltre un decennio avevano segnato il passo. I motivi principali di questo successo che sembra destinato a durare nel tempo sono stati:

- . il notevole sviluppo tecnologico delle turbine a gas i cui rendimenti sono passati dallo  $0,25 \pm 0,27$  degli anni '60 e '70 allo  $0,32 \pm 0,35$  degli anni '80;
- . il conseguente aumento significativo dei rendimenti dei cicli combinati che dallo  $0,38 \pm 0,40$  hanno raggiunto valori di  $0,48 \pm 0,54$ , distanziando quindi di oltre dieci punti i rendimenti delle centrali convenzionali a vapore, attestate intorno allo  $0,40$ ;
- . la grande versatilità che la turbina permette nell'impostazione dello schema di impianto e la flessibilità di esercizio, soprattutto per le centrali di cogenerazione, il cui indice di utilizzazione del combustibile è generalmente compreso fra  $0,7$  e  $0,9$ ;
- . la possibilità delle turbine a gas heavy duty di utilizzare una vasta gamma di combustibili liquidi e gassosi, che permettono di sostituire il gas naturale o di integrarlo in qualunque percentuale;
- . le emissioni relativamente basse degli inquinanti presenti nei gas di scarico;
- . i tempi di fornitura e i costi (fissi e variabili) degli impianti con turbogas, che sono molto inferiori a quelli degli impianti convenzionali di produzione di energia elettrica o di cogenerazione.

Accanto a questi motivi fondamentali che hanno permesso il rilancio della turbina a gas, deve essere evidenziato l'enorme progresso fatto negli ultimi due decenni riguardo la sua affidabilità e disponibilità, che si sono dimostrate superiori a quelle delle centrali convenzionali.

Osservando il grafico di Fig. 1, si nota che la diffusione delle turbine a gas per generazione di energia elettrica è passata, dagli anni '70 in poi, da un fenomeno soprattutto USA (iniziato con il black-out di New York del 1965) a un fenomeno mondiale. Le due crisi petrolifere degli inizi degli anni '70 e '80 hanno soprattutto influenzato le vendite negli USA e coincidono, in modo apparentemente paradossale, con una crescita delle vendite delle turbine a gas per azionamento di compressori e pompe (Mechanical Drive). Essa si spiega con la costruzione in quegli anni di importanti gasdotti e oleodotti nell'URSS, negli USA, in Europa, nel Nord Africa e nel Medio Oriente, accompagnata dalla diffusione delle installazioni off-shore.

Dal 1985, per le motivazioni dette, l'incremento delle vendite è stato soprattutto per la generazione elettrica e questa tendenza è certamente destinata a mantenersi almeno fino al 2000, con quote di 22.000÷23.000 MW/anno (ipotesi bassa), che però potrebbero raggiungere anche 30.000 MW a seguito del verificarsi di condizioni politico-economiche favorevoli (ipotesi alta). L'attuale ridotta attività nelle costruzioni di nuovi gasdotti fa diminuire la richiesta di turbine mechanical drive, la cui vendita dovrebbe riprendere a livello mondiale nella seconda metà degli anni '90, con il potenziamento degli attuali gasdotti, la costruzione di nuovi e con l'installazione di ulteriori impianti di liquefazione gas naturale.

La Fig. 2 mostra come si sono ripartite le quote di vendita nel mercato mondiale fra i costruttori di turbine a gas negli anni 1980-1990. La "famiglia" G.E. detiene oltre la metà del mercato. Il 1991 ha riconfermato questa ripartizione, con aumenti delle quote del Nuovo Pignone (8,1%), della Siemens (10,3%) e del gruppo Westinghouse (14,1%).

Come detto sopra, il motivo principale dell'aumento delle vendite degli ultimi 6+7 anni è stato il miglioramento dei rendimenti delle turbine a gas e di conseguenza dei Cicli Combinati (Rif. 1 della Bibliografia). Il grafico di Fig. 3 indica che questo miglioramento si è maggiormente concentrato all'inizio degli anni '70 con l'introduzione nel mercato delle turbine di 2<sup>a</sup> generazione (temp. ingresso > 1000 °C, rapporti di compressione > 10:1, palette mobili raffreddate, ecc.) e all'inizio degli anni '90 con il concretizzarsi della "Tecnologia F" per le macchine heavy duty, derivata dalle innovazioni precedentemente introdotte nelle turbine

aeronautiche, e adottata per la prima volta dalla G.E. con la macchina MS 7001/F di Chesterfield, Virginia (Rif. 2). La tecnologia F è una evoluzione delle macchine di 2ª generazione in quanto permette di raggiungere  $1260\div 1300$  °C con sistemi di raffreddamento palette più sofisticati e sceglie il rapporto di compressione ( $13\div 15:1$ ) e la temperatura di scarico ( $580\div 600$  °C) per rendere ottimale il Ciclo Combinato e per far superare alla turbina lo 0,35 di rendimento (elettrico ai morsetti dell'alternatore). Analogamente il Ciclo Combinato migliora le proprie prestazioni negli anni '70 utilizzando cicli vapore a due livelli di pressione e negli anni '90 introducendo il terzo livello e il risurriscaldamento: progressi resi possibili soprattutto per l'aumento della temperatura di scarico della turbina a gas. In tal modo i Cicli Combinati che utilizzano macchine con "tecnologia F" hanno rendimenti elettrici maggiori dello 0,53. E' prevedibile che i continui miglioramenti che saranno apportati nei prossimi anni, permettano di superare verso la fine degli anni '90 lo 0,37 di rendimento per le turbine a gas heavy duty di grossa taglia (le turbine industriali di derivazione aeronautica hanno già lo  $0,38\div 0,40$ ) e lo 0,56 per i Cicli Combinati. La Fig. 4 mostra il vertiginoso aumento delle vendite di grossi Cicli Combinati nel mondo negli ultimi anni. La tendenza per i prossimi anni dovrebbe essere almeno quella di mantenere i livelli raggiunti. La conseguenza di questo fenomeno con la sempre maggiore preferenza che si dà, ove possibile, ai Cicli Combinati rispetto alle centrali tradizionali e l'affermazione della cogenerazione con turbine a gas, hanno portato a una progressiva diminuzione delle vendite di turbine a vapore che si sono livellate (in termini di MW) a valori simili a quelli delle turbine a gas (Fig. 5).

### 1.2. Impianti termoelettrici con turbine a gas in Italia

Accennando ora brevemente alla situazione italiana, la diffusione delle grosse turbine a gas per generazione di energia elettrica ha registrato un certo ritardo rispetto a quella degli altri paesi industrializzati (soprattutto USA e Giappone). Tuttavia i programmi ENEL ormai ben definiti concedono un ampio spazio all'utilizzazione di turbine a gas, non solo a ciclo semplice per servizio di punta, ma soprattutto per il Repowering e per i Cicli Combinati.

Anche nel campo degli Autoproduttori e delle Municipalizzate c'è un rinnovato interesse per la cogenerazione semplice e per i cicli combinati cogenerativi. Infatti le recenti leggi N°9 e N°10 del 1991, i decreti Ministeriali attuativi e le delibere CIP (inclusa l'ultima del 29/4/1992) hanno stabilito una base di regolamentazione sui contributi e sui prezzi di cessione dell'energia, dando maggiore chiarezza a tutta la materia.

In particolare sono di grosso interesse per gli impianti con turbine a gas i maggiori incentivi per quegli impianti che utilizzano combustibili scarti di processi, di recupero (ad esempio i gas siderurgici) e i combustibili ottenuti dalla gasificazione di TAR. La Fig. 6 riporta lo sviluppo degli impianti termoelettrici con turbine a gas in Italia. La potenza installata è attualmente di circa 4.000 MW, dei quali quasi 3.000 in centrali dell'ENEL. I programmi dell'ENEL prevedono la messa in servizio entro il 1997 di centrali a Ciclo Combinato per 4.200 MW e di Repowering per 3.300 MW, che si aggiungono ai 2.400 MW di turbine a gas a ciclo semplice (servizio di punta) già installate o da installare (Rif. 3. e 4.). Anche prevedendo qualche ritardo nell'attuazione del programma, certamente nell'anno 2.000 le centrali ENEL con turbogas assommeranno a circa 10.000 MW.

Per quanto riguarda gli Autoproduttori e le Municipalizzate, lo sviluppo è abbastanza ben delineato fino al 1995, perchè gran parte degli ordini per questi impianti sono già stati emessi e molti di loro sono in costruzione. Incerto invece è lo sviluppo successivo, fra il 1995 e il 2000, con moltissimi progetti allo studio, ma pochissimi già definiti. Per quanto detto sopra, questo sviluppo dipenderà fortemente dalla ripresa della economia nazionale e della produzione industriale, dalla convenienza economica alla luce della recente legislazione e, ovviamente, dall'andamento del costo e della disponibilità del combustibile e dalla situazione politico-economica internazionale. Si è fatta quindi un'ipotesi pessimistica (IPOTESI BASSA) che indica solo in 3.500 i MW installati nell'anno 2000 e un'ipotesi massima (IPOTESI ALTA) che vede invece circa 7000 MW installati in totale. In queste ipotesi si sono previsti solo gli impianti utilizzanti gas naturale, gasolio, GPL e gas di raffineria. E' certo che alcuni dei vari progetti esistenti per impianti a ciclo combinato cogenerativo utilizzanti gas siderurgici e per impianti IGCC (gasificazione di carbone, TAR, ORIMULSION), saranno realizzati: quindi la loro potenza dovrebbe essere



aggiunta nel grafico di Fig. 6. Infatti, in base alla recente legislazione che incentiva i combustibili di processo o residui, gli impianti IGCC (necessari per convertire i grandi quantitativi di TAR delle raffinerie italiane) e gli impianti utilizzando gas siderurgici avranno una certa affermazione nel panorama energetico italiano, nonostante i grossi investimenti necessari (circa doppi rispetto ai cicli combinati a gas naturale) e nonostante il loro carattere innovativo. Quindi la potenza aggiuntiva di questi impianti nel grafico di Fig. 6 potrebbe essere compresa fra 1500 e 2500 MW.

Qualora si verificassero le ipotesi dette sugli incrementi di potenza installata (Fig. 6), la produzione di energia elettrica (in TWh all'anno) e il consumo di gas naturale (in Gm<sup>3</sup> equivalenti all'anno) sarebbero quelli di Fig. 7. Nell'anno 2000 circa il 22-24% dell'energia elettrica prodotta in Italia dovrebbe essere generata da impianti con turbine a gas.

## 2. CARATTERISTICHE DEI GAS COMBUSTIBILI UTILIZZABILI NELLE TURBINE A GAS

Il 94% della potenza installata con turbine a gas industriali nel mondo produce energia elettrica o meccanica utilizzando gas naturale.

Il restante 6% utilizza una gamma variegata di combustibili "tradizionali" e qualche decina di turbine già impiega combustibili "nuovi" o recentemente "riproposti" (TABELLA A).

Quindi il progettista della turbina a gas heavy duty da sempre imposta il suo progetto partendo dal gas naturale, ma verificando che la macchina, con modifiche relativamente semplici, possa funzionare regolarmente anche con un'ampia gamma di combustibili liquidi e gassosi.

Le caratteristiche chimico-fisiche dei combustibili che sono considerate come parametri fondamentali della progettazione sono:

	Combustibili liquidi	Combustibili gassosi
Potere Calorifico →	X	X
Densità →	X	X
Viscosità →	X	-
Contaminanti →	X	X
Limiti sup. e inf. d'infiammabilità →	-	X
Temperatura fiamma →	X	X
Emissioni NOx, CO, idrocarburi incomb. →	X	X

L'analisi della composizione chimica del gas permette di calcolare le caratteristiche suddette. Prendendole in esame (limitatamente ai combustibili gassosi che sono l'oggetto di questa memoria), si possono fare le considerazioni che seguono.

### 2.1. Potere Calorifico.

Dal P.C.I. dipendono la capacità d'accensione, la stabilità della fiamma e principalmente il dimensionamento della camera di combustione, dei bruciatori e del sistema di adduzione e regolazione del gas. Per le turbine N.P./G.E. si può dire che la camera di combustione standard (per gas naturale/gasolio) resta sostanzialmente inalterata quando il P.C.I. è compreso nel campo fra 2400 e 20.000 kcal/Nm<sup>3</sup> (10.000+84.000 kJ/Nm<sup>3</sup>). Ovviamente le dimensioni dei bruciatori e quindi del cappello del tubo di fiamma variano in funzione del valore del P.C.I. e dell'eventuale inerte aggiunto al combustibile per ridurre la produzione di NOx. Al disotto delle 2400 kcal/Nm<sup>3</sup> e soprattutto sotto le 1500 kcal/Nm<sup>3</sup> vengono anche modificati i fori di adduzione aria di combustione, di raffreddamento e di diluizione ed eventualmente la lunghezza del combustore, ma non il diametro.

Aumentando il volume del gas immesso (per il diminuire del P.C.I.) aumenta la pressione alla mandata del compressore assiale, in quanto aumenta la portata attraverso gli ugelli del primo stadio d'espansione turbina (che hanno sezione critica fissa e operano in condizioni soniche): l'aumento del rapporto di compressione fa avvicinare il punto di funzionamento alla curva di pompaggio del compressore assiale. Per mantenere sufficiente margine rispetto ad essa bisogna compensare, estraendo una certa portata di aria dalla mandata del compressore prima che entri nella camera di combustione. Nel caso delle turbine N.P./G.E. che sono progettate con ampi margini rispetto al pompaggio, l'estrazione deve essere adottata solo per gas con P.C.I. inferiori a 1350 kcal/Nm<sup>3</sup>. Per macchine di altri costruttori si deve iniziare a estrarre aria già con P.C.I. di 2000+2500 kcal/Nm<sup>3</sup>.

E' legittimo chiedersi fino a dove ci si può spingere con valori sempre più bassi del P.C.I. La risposta a questa domanda non è univoca perchè dipende da molti fattori legati sia alla composizione del gas, sia alle caratteristiche della macchina. Ad esempio, assumendo che nella camera di combustione 1/3 dell'aria sia utilizzata per la combustione (i

restanti 2/3 per il raffreddamento e la diluizione) e che l'aumento di temperatura sia di circa 700 °C, la Fig. 8 mostra che il rapporto volumetrico C/A (combustibile/aria) diventa 0,5 con un P.C.I. di 800 kCal/Nm<sup>3</sup> e il volume di combustibile immesso in turbina uguaglierebbe quello dell'aria (C/A=1) con un P.C.I. = 650 kCal/Nm<sup>3</sup>. Al limite, per un P.C.I. = 470 kCal/Nm<sup>3</sup> si avrebbe C/A = ∞, cioè in camera di combustione entrerebbe solo combustibile e niente aria. In pratica la combustione di gas con P.C.I. inferiori a 1100 kCal/Nm<sup>3</sup> diventa molto difficile, anche in considerazione che la macchina deve avere una certa flessibilità di esercizio (carichi parziali). Di conseguenza i combustibili a P.C.I. molto bassi vengono generalmente miscelati con altri gas a più alto P.C.I. o con gas naturale. Ad esempio nell'industria siderurgica, il gas d'altoforno viene miscelato con il gas di cokeria ed eventualmente additivato con gas naturale. Per i bassi rapporti C/A, l'accensione in camera di combustione non può avvenire con gas a basso P.C.I. e un combustibile di "avviamento" (gas naturale, gasolio, GPL, ecc.) è necessario.

## 2.2. Densità.

La densità relativa (all'aria) è importante perché entra nel calcolo dell'"indice di Wobbe", definito dalla formula:

$$W = \frac{\text{P.C.I.}}{\sqrt{\text{Densità rel.} \times \text{Temp. ass. gas}}}$$

L'indice di Wobbe è un parametro che, insieme al P.C.I., determina la scelta più idonea del sistema di alimentazione combustibile e il dimensionamento dei bruciatori. Ad esempio, quando la turbina deve utilizzare due combustibili gassosi diversi, il sistema di alimentazione è singolo solo se l'indice di Wobbe non varia più del ± 5% rispetto al punto di progetto. Qualora la variazione fosse maggiore, bisogna adottare un sistema di alimentazione con doppio distributore gas (come ad esempio nel caso del gas di sintesi a medio P.C.I., accoppiato a gas di avviamento - Fig. 9) oppure è necessario ricorrere a due distinti sistemi di alimentazione (come quello di Fig. 10 relativo a gas a basso P.C.I.). In entrambi i casi il corpo bruciatore è unico per ciascun combustore, ma ha due serie di fori concentrici, una per il gas ricco (al centro) e l'altra per il gas povero (in periferia).

### 2.3. Limiti inferiore e superiore d'infiammabilità.

Perchè la fiamma, una volta innescata, si autosostenga, nella zona primaria di reazione del combustore si crea una ricircolazione fluidodinamica. La stabilità del processo di combustione in questa zona (ivi comprese le pulsazioni della fiamma) dipende da molti fattori come l'entità della ricircolazione, la temperatura di fiamma e i limiti d'infiammabilità del combustibile. Nella zona di ricircolazione esistono gradienti del rapporto combustibile/aria: questi gradienti variano notevolmente al variare del carico della turbina, cioè della quantità di combustibile immessa. Quindi, più ampio è il campo fra il limite inferiore e il limite superiore d'infiammabilità, minori o assenti saranno i problemi di estinzione della fiamma o di pulsazioni, specialmente nella fase di avviamento delle macchine quando l'efficienza di miscelazione aria-combustibile e l'efficienza di combustione sono ovviamente ridotte. In conclusione, dalle prove di laboratorio e dall'esperienza di esercizio non ci sono particolari problemi se il rapporto fra il limite superiore e il limite inferiore di infiammabilità è maggiore di 2,1 (ad es. per il metano si ha:  $15\%/5\% = 3 > 2,1$ ). Generalmente quasi tutti i combustibili soddisfano questa condizione, ad eccezione del gas d'altoforno e di alcuni gas da gasificazione di biomasse (TABELLA C), poveri di idrogeno e ricchi di inerti.

### 2.4. Contaminanti.

Si distinguono in "particelle solide" (che possono provocare l'erosione delle palette degli stadi di espansione) e in "contaminanti chimici" (metalli alcalini che possono provocare corrosione ad alta temperatura e depositi sugli stessi stadi).

Un buon criterio per evitare erosioni è quello di filtrare il gas, limitando a 30 ppm la concentrazione in peso per particelle di granulometria inferiore a 10 micron e a 3 ppm per quella superiore.

Più rigorosa è la limitazione dei contaminanti chimici e precisamente:

Vanadio	< 0,5 ppm in peso
Sodio + Potassio	< 1 ppm in peso
Piombo	< 1 ppm in peso
Nichel	< 2 ppm in peso
Calcio	< 2 ppm in peso

Questi valori sono riferiti al gas naturale. Se il combustibile ha un P.C.I. più basso, i ppm si riducono nel rapporto dei P.C.I. Inoltre le concentrazioni suddette devono diminuire secondo criteri stabiliti, qualora gli stessi elementi entrassero in turbina anche con l'aria comburente e/o con l'iniezione di acqua o vapore inquinati. Lo zolfo (generalmente sotto forma di  $H_2S$ ) non è dannoso per la turbina a gas, che può tollerare anche il 5% in peso, purché siano rispettati i limiti suddetti per i metalli alcalini con cui si compone.

### 2.5. Temperatura di fiamma ed emissioni.

La temperatura di fiamma determina la scelta dei più idonei sistemi di raffreddamento del tubo di fiamma, come noto, è anche causa (con andamento esponenziale) della formazione degli ossidi di azoto. La TABELLA B chiarisce che la temperatura di fiamma varia con la composizione del gas e la produzione di NOx rispetto al gas naturale (Indice NOx = 1) raddoppia se il gas è Idrogeno e più che triplica se il gas è Ossido di Carbonio. Rispetto al gas naturale, questi due gas hanno temperature di fiamma rispettivamente di 170 °C e di circa 300 °C superiori. Di conseguenza, gas combustibili con elevate percentuali di Idrogeno e Ossido di Carbonio, pur avendo P.C.I. medio-bassi, causeranno un'elevata produzione di NOx. Quindi il P.C.I. medio-basso non è, come spesso si crede, sinonimo di basse emissioni: per esserlo, bisogna che il gas contenga un'alta percentuale di inerti, come il gas di sintesi del carbone con gasificazione ad aria (TABELLA B).

### 3. RIDUZIONE DELLE EMISSIONI DI NOx

Purtroppo le differenze di comportamento fra gas naturale e gas di recupero o gas da gasificazione (citata al punto 2.5) non sono recepite dalle legislazioni dei paesi industrializzati, che a malapena distinguono i combustibili gassosi da quelli liquidi. La Fig. 11 riassume semplificando le legislazioni (o le raccomandazioni) esistenti in alcuni paesi, più o meno allineate fra i 100 e i 150 mg/Nm<sup>3</sup> di NOx al 15% O<sub>2</sub>. In Giappone e in alcune zone degli USA sono imposti limiti più bassi. I combustori convenzionali delle grosse turbine a gas prodotte nel mondo funzionano con combustione "a diffusione" (e "povera", cioè con abbondante eccesso d'aria) ed emettono fra i 250 e i 400 mg/Nm<sup>3</sup> (Fig.

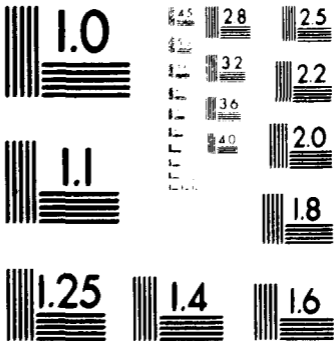
12). Per soddisfare gli attuali standards legislativi si hanno a disposizione tre tecniche sufficientemente sperimentate:

- la "DILUIZIONE" del combustibile, iniettando acqua o vapore in camera di combustione o miscelandolo con gas inerti, al fine di abbassare la temperatura di fiamma. In questo modo gli NOx si possono ridurre fino a  $50 \text{ mg/Nm}^3$
- la "PREMISCELAZIONE" del combustibile con l'aria comburente, prima di entrare in camera di combustione: questa tecnica detta anche DLN (Dry Low NOx) riduce notevolmente la temperatura media di fiamma e, se la premiscelazione è buona, abbatte le punte locali di temperatura. Attualmente si ottengono  $50+100 \text{ mg/Nm}^3$  e, con il perfezionamento di questa tecnica, si potranno ottenere anche  $20+30 \text{ mg/Nm}^3$  entro qualche anno
- l'abbattimento con "SCR" (Selective Catalytic Reduction) adottato per ora solo in USA e in Giappone, permette di abbattere gli NOx fino a  $15+20 \text{ mg/Nm}^3$ . Questo sistema è tuttavia molto costoso, sia come investimento che come esercizio.

La tecnica della "COMBUSTIONE CATALITICA" è nella fase iniziale di sviluppo e, se i risultati saranno positivi, potrà trovare applicazione non prima della fine degli anni '90. La tecnica della diluizione con acqua o vapore (opportunamente trattati) risulta spesso costosa o impossibile per carenza del diluente. Si va quindi generalizzando la tendenza a sviluppare sistemi a PREMISCELAZIONE sempre più efficaci, cercando di estenderli dalle grandi turbine heavy duty alle piccole e medie turbine heavy duty e a quelle di derivazione aeronautica. Inoltre i sistemi DLN sono attualmente disponibili solo per gas naturale. Entro qualche anno saranno sviluppati sistemi DLN anche per gasolio e gas diversi dal gas naturale.

Tutti i costruttori più importanti di turbine a gas nel mondo hanno programmi di sviluppo dei sistemi DLN.

La Fig. 13 mostra lo schema costruttivo e funzionale del combustore DLN per le turbine a gas N.P./G.E. tipo MS 6001/7001/9001 (40+220 MW) (Rif. 5). Durante la fase di avviamento e ai bassi carichi il combustore funziona a "diffusione povera" con i bruciatori di entrambi gli stadi (primario e secondario). Dal 40% al 100% del carico il combustore funziona a premiscelazione: i bruciatori primari si spengono e la zona di combustione povera diventa una



MICROCOPY RESOLUTION TEST CHART  
NATIONAL BUREAU OF STANDARDS  
STANDARD REFERENCE MATERIAL 1010a  
(ANSI and ISO TEST CHART No. 2)

camera di premiscelazione. La zona di combustione resta solo quella secondaria e riceve la miscela aria-gas naturale dalla zona primaria. Con questo combustore DLN (che è intercambiabile con quello standard) si limitano le emissioni di NOx a valori inferiori a  $100 \text{ mg/Nm}^3$  (15% O<sub>2</sub> ISO). I combustori DLN più perfezionati assicurano, come quelli standard, un rendimento di combustione superiore allo 0,999, con emissioni di CO inferiori a  $100 \text{ mg/Nm}^3$  e di idrocarburi incombusti inferiori a  $20 \text{ mg/Nm}^3$ .

#### 4. COMBUSTIBILI ALTERNATIVI AL GAS NATURALE E PRINCIPALI INIZIATIVE IN CORSO

Al Congresso WEC di Montreal del 1989 risultò che negli anni 1982-1988 le scoperte di nuovi giacimenti di gas naturale nel mondo avevano portato quasi al raddoppio delle riserve conosciute nel 1931. Ovviamente il successo delle ricerche di questo prezioso combustibile non è ripetibile all'infinito ma certamente la sua disponibilità è molto maggiore di quanto si sappia e, al ritmo attuale di crescita del fabbisogno di gas naturale, le riserve conosciute sarebbero sufficienti per vari decenni in più rispetto ai 30+40 anni stimati all'inizio degli anni '80.

Queste riserve però sono spesso concentrate in aree del mondo (Siberia, Alaska, Medio Oriente, Australia, Atlantico settentrionale) lontane dalle zone dove il gas naturale viene maggiormente utilizzato (Europa, America settentrionale, Giappone) e il problema del suo trasporto sta diventando sempre più assillante: una crisi di disponibilità in Europa della durata di qualche anno è ritenuta un evento possibile. La preoccupazione per un evento di tale importanza, nonché la continua ricerca di risparmi energetici ed economici hanno rinnovato l'interesse verso altri tipi di combustibili, nuovi oppure già conosciuti ma abbandonati da tempo per le loro caratteristiche fortemente inquinanti o per gli alti costi di produzione.

La diversificazione nell'uso dei combustibili è stata recentemente oggetto di maggiore incentivazione anche da parte del governo italiano, attraverso varie leggi, decreti attuativi e delibere CIP, citati al punto 1.2.

Questa tendenza a utilizzare nuovi combustibili vede un valido alleato nella turbina a gas, soprattutto per gli impianti di produzione di energia "di base" come quelli di cogenerazione e a ciclo combinato.



Infatti la turbina a gas heavy duty, sia pure con le limitazioni discusse al punto 2., è molto versatile nell'uso di combustibili diversi (TABELLA A). Per le turbine di derivazione aeronautica le limitazioni sono molto maggiori e tali da non permettere ad esempio l'uso di combustibili liquidi pesanti (distillati pesanti, oli residui, oli greggi) e di gas a P.C.I. basso oppure molto variabile.

La TABELLA C fornisce le caratteristiche principali di alcuni gas combustibili che si possono utilizzare nelle turbine a gas. Le composizioni di questi gas sono molto variabili, anche nell'ambito della stessa tipologia. Quindi la verifica dell'idoneità di un gas avente una certa analisi chimica deve essere fatta caso per caso, anche per stabilire le eventuali modifiche da apportare ai combustori e al sistema di alimentazione.

Sulla base di quanto detto al punto 2., la Fig. 14 fornisce indicazioni sugli eventuali interventi di adattamento per le turbine N.P./G.E.. Si vede che i gas di raffineria, che hanno generalmente P.C.I. superiori a  $6000 \text{ kcal/Nm}^3$  e che spesso sono dei GPL, non richiedono modifiche alla turbina (salvo il sistema di alimentazione, che va tracciato con vapore ad evitare condensazioni degli idrocarburi superiori).

Il gas di cokeria è un ottimo gas combustibile, ma generalmente viene miscelato con il gas d'altoforno nell'industria siderurgica, al fine di ottenere gas con P.C.I. non inferiori a  $1500+2000 \text{ kcal/Nm}^3$ . Infatti il gas d'altoforno da solo non è possibile utilizzarlo nelle turbine a gas, per quanto detto ai punti 2.1. e 2.3.

Un importante settore è quello dei gas di sintesi, ottenuti dalla gasificazione di carbone, oli residui, bitumi, TAR, ORIMULSION, ecc., con processi a ossigeno, che vengono integrati con un Ciclo Combinato (IGCC). I vari processi disponibili (TEXACO, SHELL, BGL, DOW, KRW, ecc.) hanno schemi che generalmente derivano da quello di base indicato in Fig. 15. I P.C.I. del gas di sintesi sono compresi fra  $2300$  e  $2800 \text{ kcal/Nm}^3$  e richiedono solo modeste modifiche alla turbina.

Molto più importanti sono gli interventi quando il P.C.I. scende a valori inferiori a  $1400+1500 \text{ kcal/Nm}^3$ . Ciò avviene ad esempio con gas di sintesi da processi di gasificazione ad aria (LURGI, KRW, ecc.). In questi casi la modifica dei combustori riguarda la distribuzione dei passaggi di adduzione dell'aria di combustione, raffreddamento e diluizione e, talvolta, la lunghezza del tubo di fiamma per

completare la conversione del CO in CO<sub>2</sub> e ridurre a valori normali le emissioni di CO. Per valori del P.C.I. così bassi è inoltre necessaria una estrazione d'aria dalla mandata del compressore assiale (Punto 2.1.).

Ai fini delle emissioni di NO<sub>x</sub> la gasificazione ad aria è preferibile per le alte percentuali di inerti contenute nel gas. Il problema delle maggiori emissioni di NO<sub>x</sub> con la gasificazione a ossigeno (H<sub>2</sub> e CO elevati - vedere TABELLE B e C) può essere però risolto miscelando al gas di sintesi l'azoto prodotto dall'impianto di frazionamento oppure saturando in maniera più o meno spinta il gas di sintesi con vapore (Fig. 15). Un vasto programma di prove condotto dalla G.E. in collaborazione con l'EPRI e la SHELL (Rif. 6) ha dimostrato che la tecnica della miscelazione è molto efficace: in Fig. 16 si vede che, partendo da un gas di sintesi avente 2550 kcal/Nm<sup>3</sup> di P.C.I. (e che provoca emissioni di NO<sub>x</sub> di oltre 300 ppmvd, oltre 600 mg/Nm<sup>3</sup>) ed attuando una diluizione sempre maggiore con azoto oppure con vapore, le emissioni di NO<sub>x</sub> scendono fino a raggiungere valori che possono soddisfare le normative esistenti (inferiori a 50 ppm). Per ottenere valori ancora più bassi, la turbina dovrà essere equipaggiata con bruciatori multipli o con combustori DLN a due stadi di combustione "povera-povera".

La soluzione ormai ampiamente dimostrata di tutti gli iniziali problemi di combustione e di produzione di NO<sub>x</sub> ha definitivamente aperto la strada all'impiego delle grandi turbine a gas heavy duty nell'utilizzo di gas a P.C.I. medi o bassi. Fra essi, come già detto, l'interesse maggiore è per i gas siderurgici e per quelli di sintesi dalla gasificazione del carbone e degli oli residui, TAR, bitumi, ORIMULSION, biomasse, ecc. La TABELLA D fornisce un quadro delle principali iniziative oggi conosciute. Si va dalle esperienze già fatte o in corso (come quelle di COOLWATER I, oggi in corso di trasformazione in COOLWATER II, DOW PLAQUEMINE e BGL-WESTFIELD (U.K.) ) a numerosi impianti nell'America del Nord e in Europa, in fase di progettazione o in fase di realizzazione. La loro potenzialità supera i 6500 MW, dei quali 2200 MW riguarderebbero l'Italia. In fase di studio ci sono altri impianti per circa 5700 MW, dei quali 700 MW in Italia.

Gli impianti IGCC devono essere valutati economicamente e progettati caso per caso. Le variabili infatti sono numerose: tipo, costo e disponibilità del combustibile da gasificare, tipo

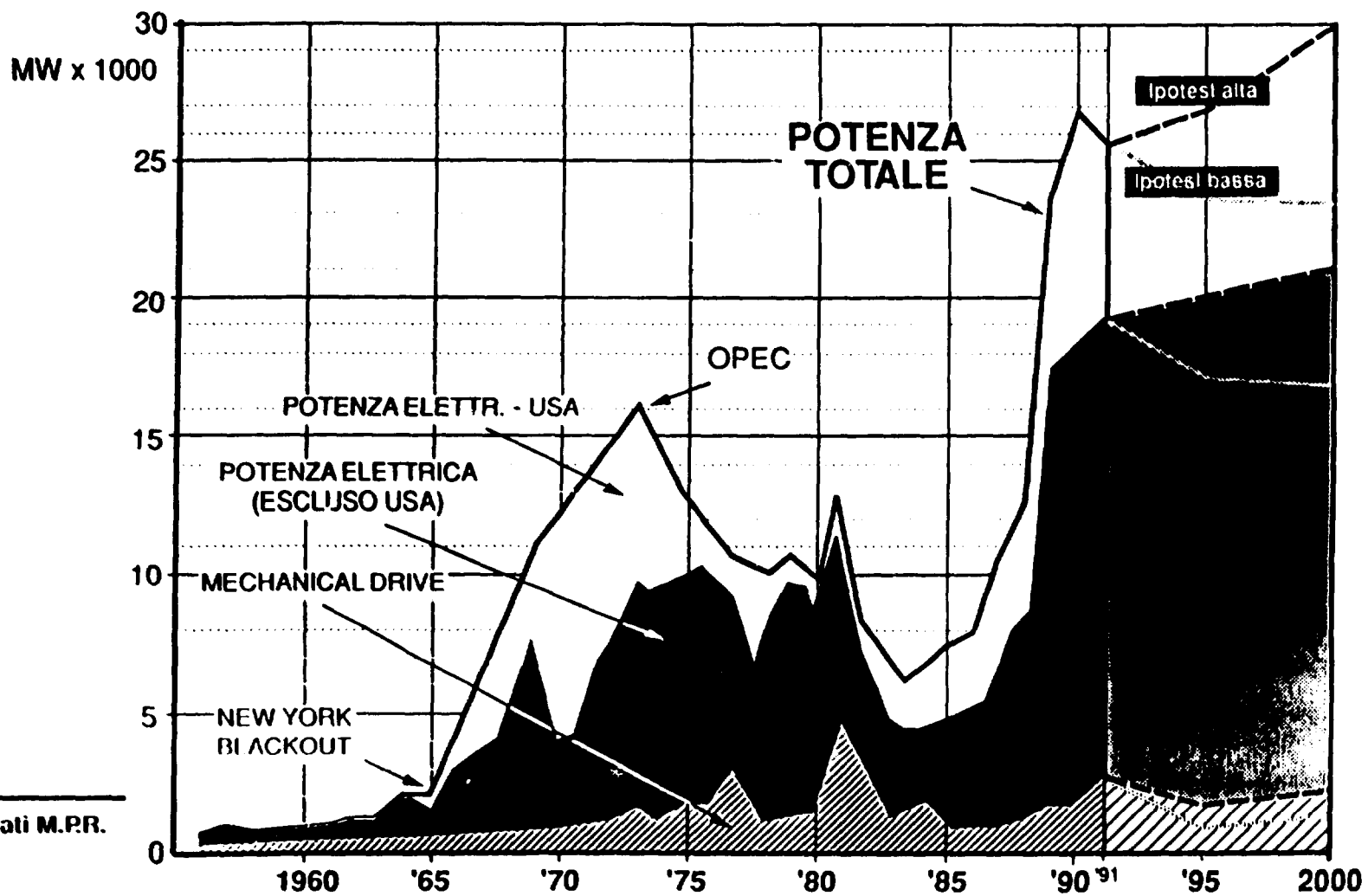
del processo di gasificazione e di purificazione, tipo e taglia delle turbine a gas e grado di sofisticazione del ciclo vapore. Tuttavia in generale si può dire che, con le tecnologie oggi disponibili, un IGCC ha rendimenti di  $0,41 \div 0,43$ , che diventeranno  $0,44 \div 0,46$  con la "tecnologia F" e con processi più sofisticati. Rispetto a centrali convenzionali a polverino di carbone si hanno quindi  $6 \div 10$  punti di rendimento in più, mentre il costo dell'impianto IGCC è del  $10 \div 20\%$  superiore.

#### **BIBLIOGRAFIA**

1. "TENDENZE DI SVILUPPO DELLE MODERNE TURBINE A GAS PER CICLI COMBINATI E COGENERAZIONE"  
L. Sangiovanni, R. Gusso - Pubblicazioni Nuovo Pignone/Turbotecnica, 1990
2. "G.E. GAS TURBINE DESIGN PHILISOPHY"  
D.E. Brandt - Pubblicazione General Electric GER-3434A
3. "IL POTENZIAMENTO DI CENTRALI ELETTRICHE CON TURBOGAS: PROGRAMMI DELL'ENEL E RAPPORTI CON GLI AUTOPRODUTTORI"  
P.M. Pellò - A.T.I. Sez. Lombarda, Marzo 1991
4. "I TURBOGAS NEI PROGRAMMI E NELLA STRATEGIA ENEL AL 1991"  
R. Senis - A.T.I. Sez. Emilia Romagna/Toscana, Giugno 1991
5. "DRY LOW NOX COMBUSTION SISTEMS FOR GE/NUOVO PIGNONE HEAVY DUTY GAS TURBINES"  
R. Gusso, H.E. Miller - FLOWERS, Firenze, 1992
6. "CHARACTERISTICS OF AN ADVANCED GAS TURBINE WITH COAL-DERIVED FUEL GASES"  
R.P. Allen, R.A. Battista, T.E. Ekstrom - ASME 1991 - JPGC-GT-5.

# VENDITE TURBINE A GAS NEL MONDO

(Potenze unitarie > 3 MW)



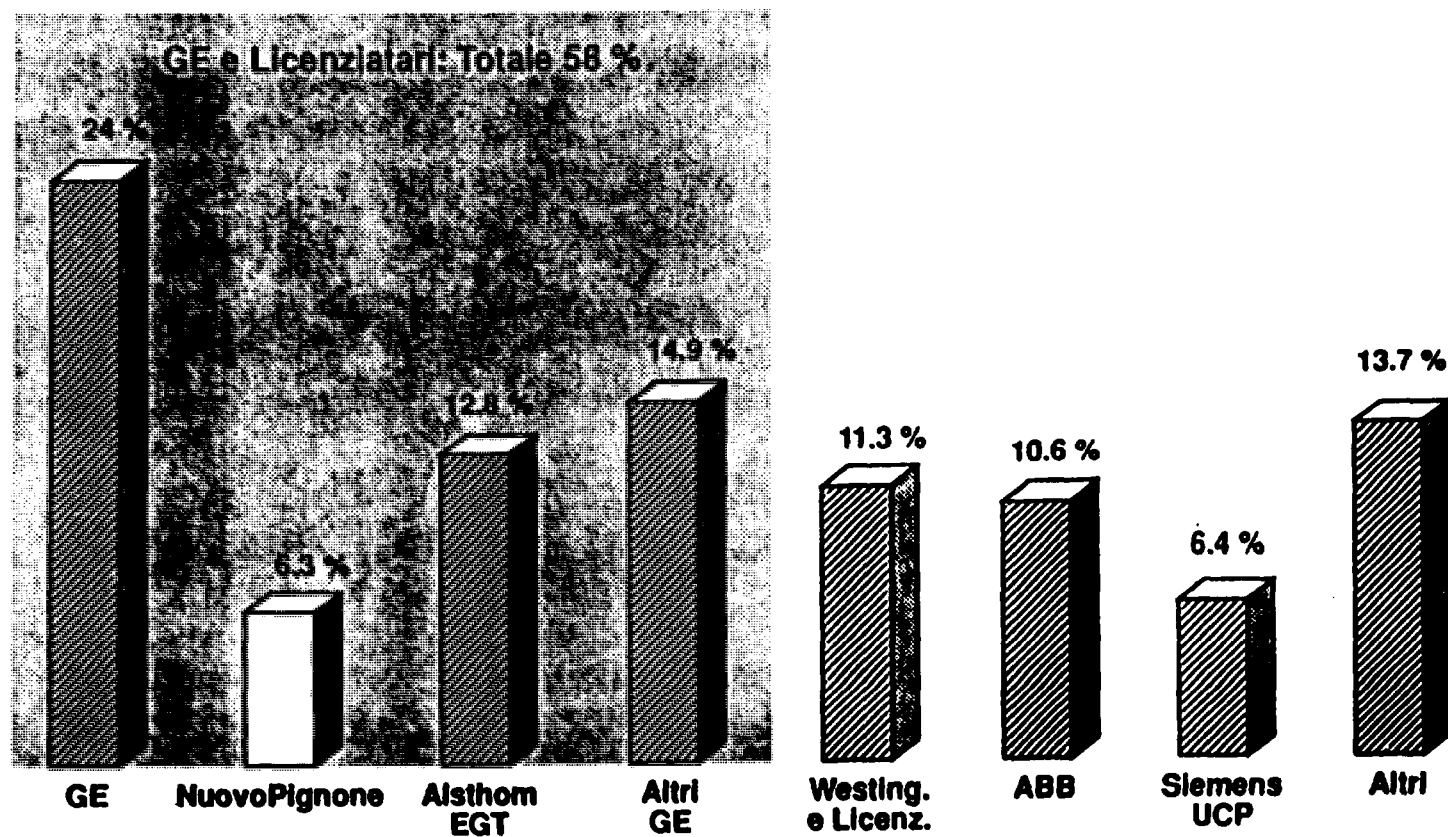
NOTA: Dati M.P.R.

fig. 1

# VENDITE DI TURBINE A GAS NEL MONDO

120.000 Mw TOTALI NEL PERIODO 1980-1990

## RIPARTIZIONE PER COSTRUTTORI



NOTA : DERIVATO DA UBS SECURTIES INC.

fig. 2

## EVOLUZIONE DEI RENDIMENTI DELLE TURBINE A GAS HEAVY DUTY E DEI CICLI COMBINATI (gas naturale)

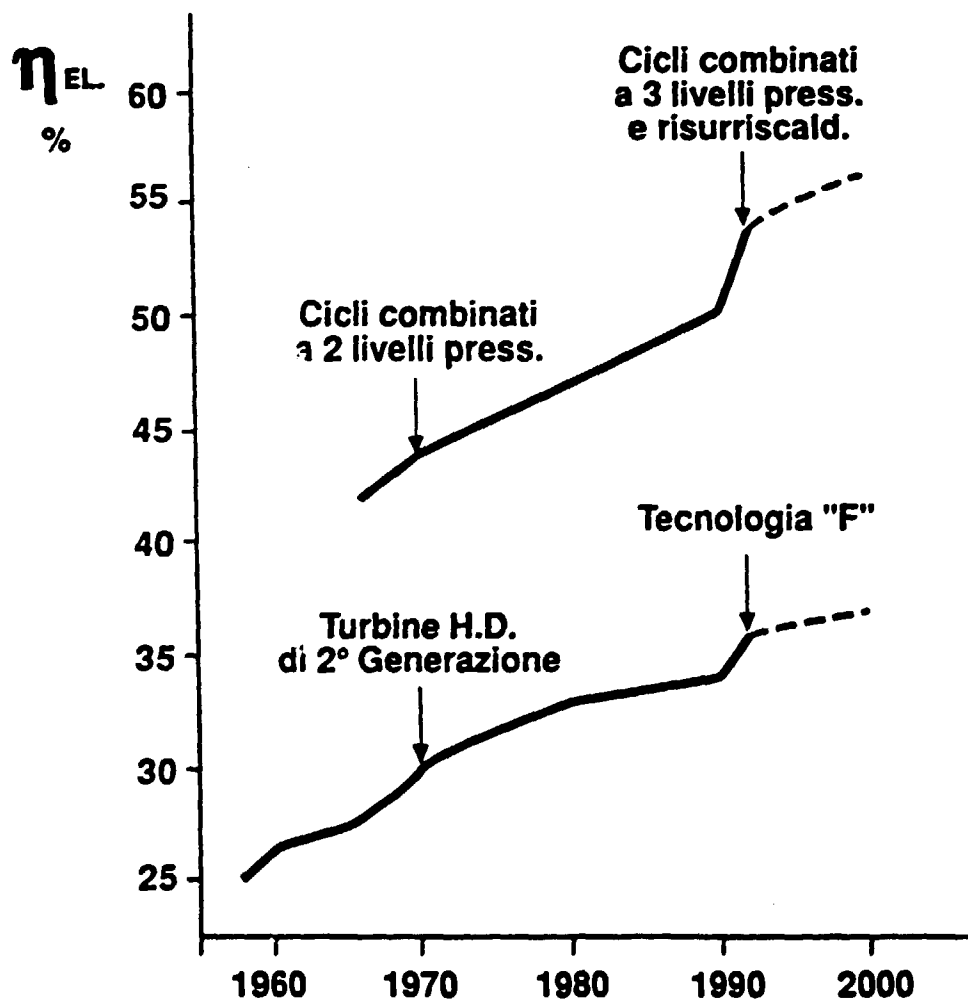


fig. 3

# VENDITE NEL MONDO DI CICLI COMBINATI (Potenze unitarie > 50 MW<sub>EL</sub>)

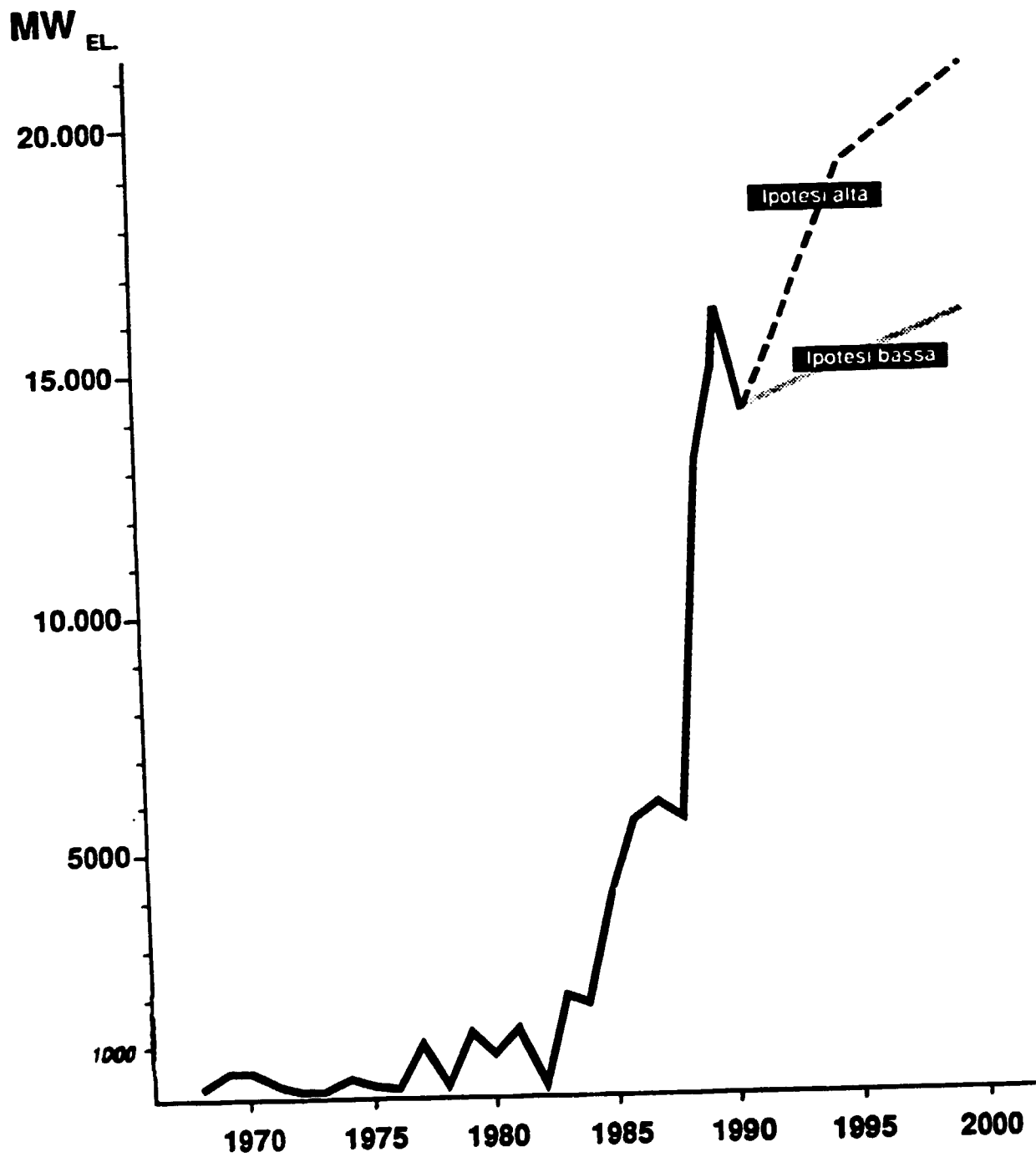


fig. 4

# CONFRONTO FRA VENDITE NEL MONDO DI TURBINE A VAPORE E TURBINE A GAS

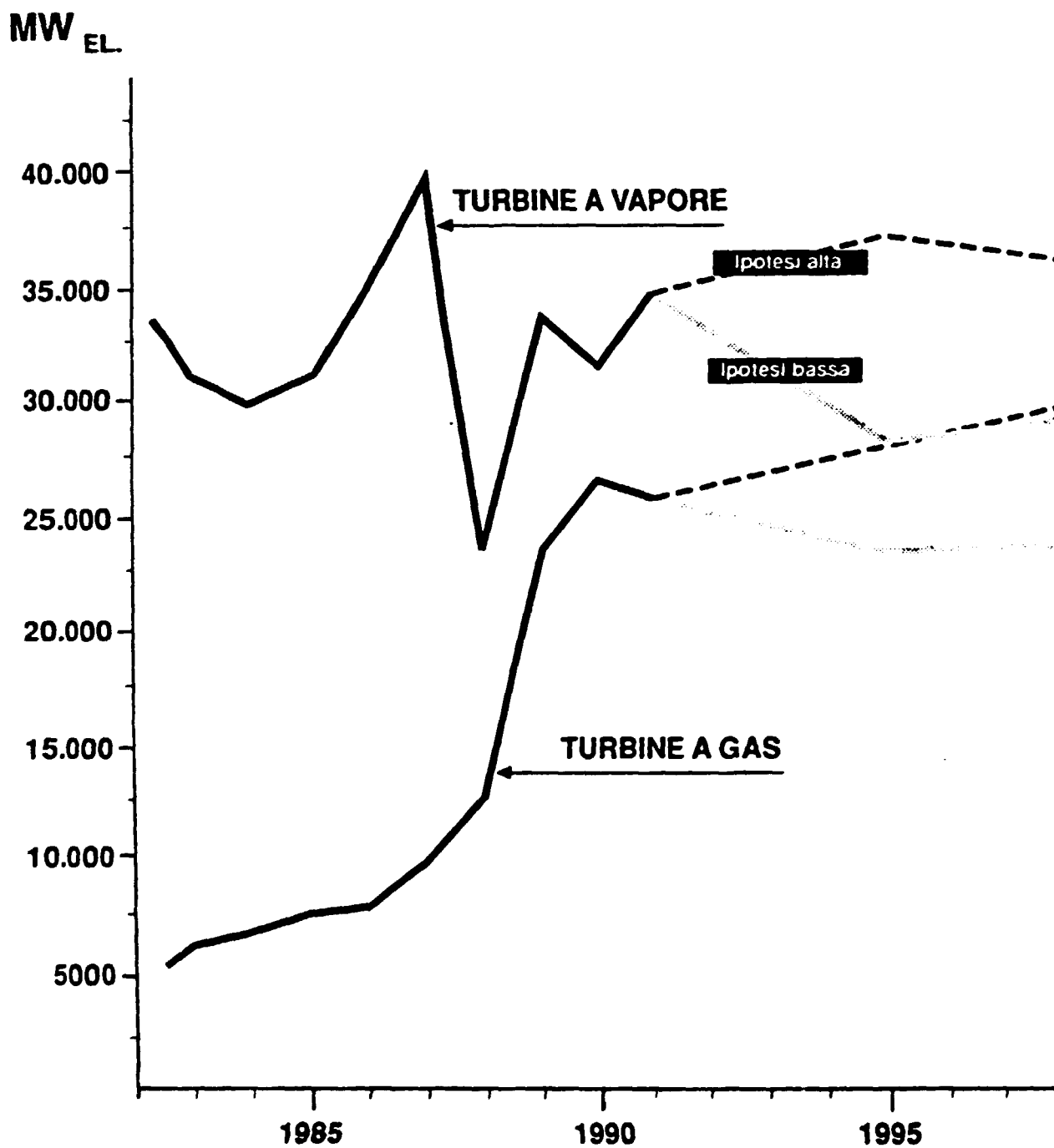


fig. 5



## SVILUPPO IMPIANTI TERMOELETTRICI CON TURBINE A GAS IN ITALIA

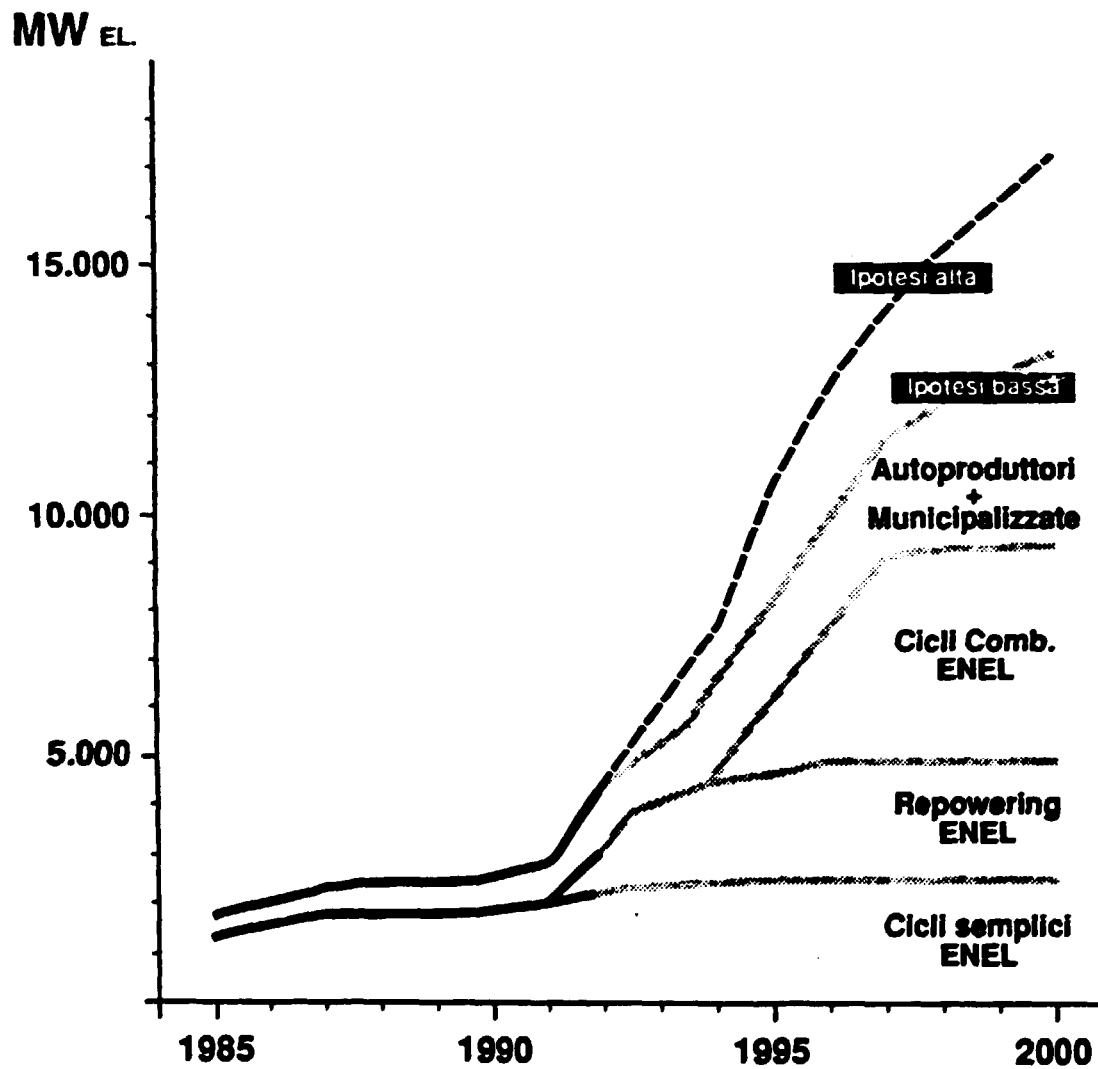


fig. 6

# PRODUZIONE ENERGIA ELETTRICA E CONSUMO GAS NATURALE DI CENTRALI CON TURBINE A GAS IN ITALIA (% del totale nazionale)

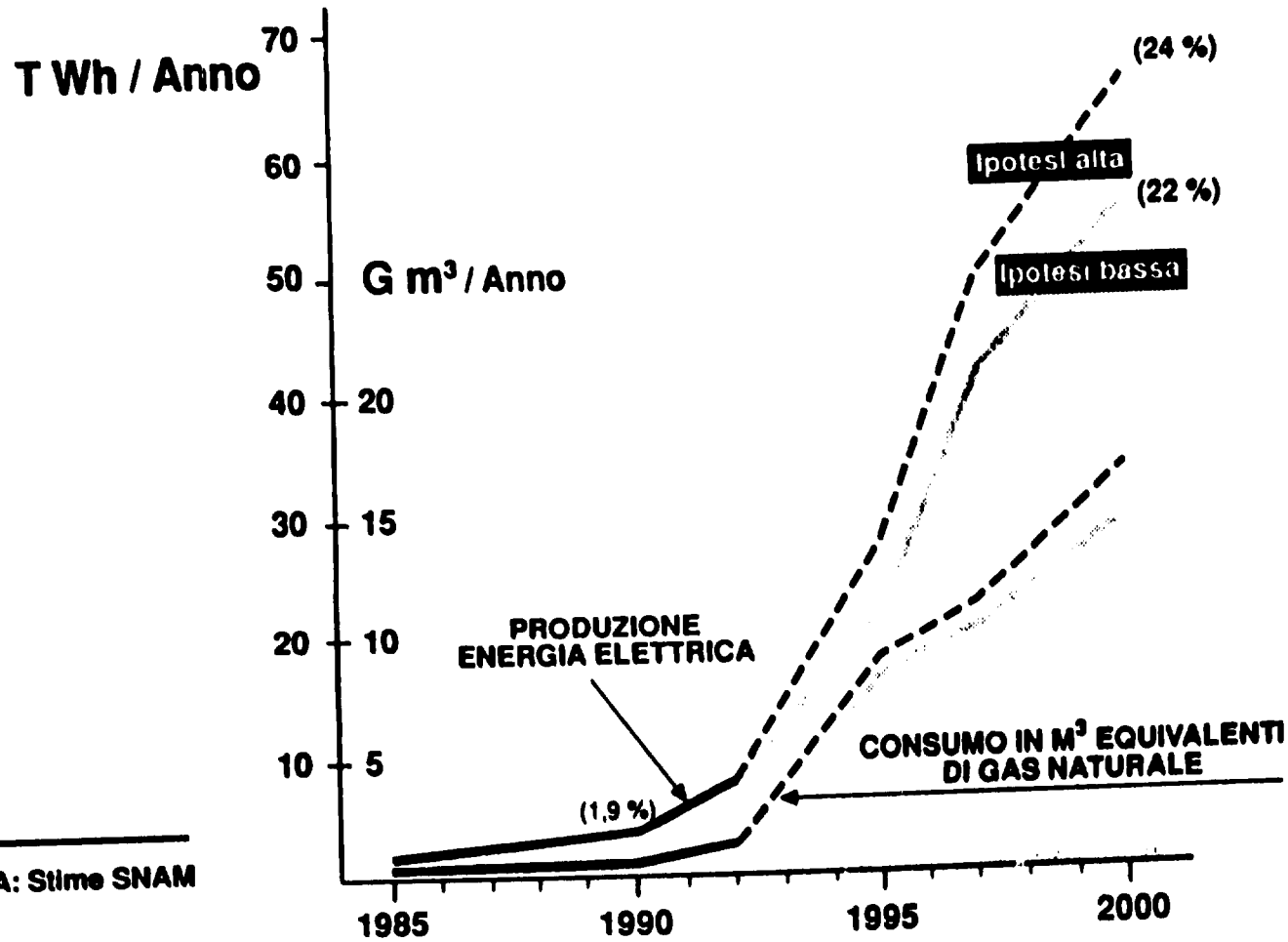
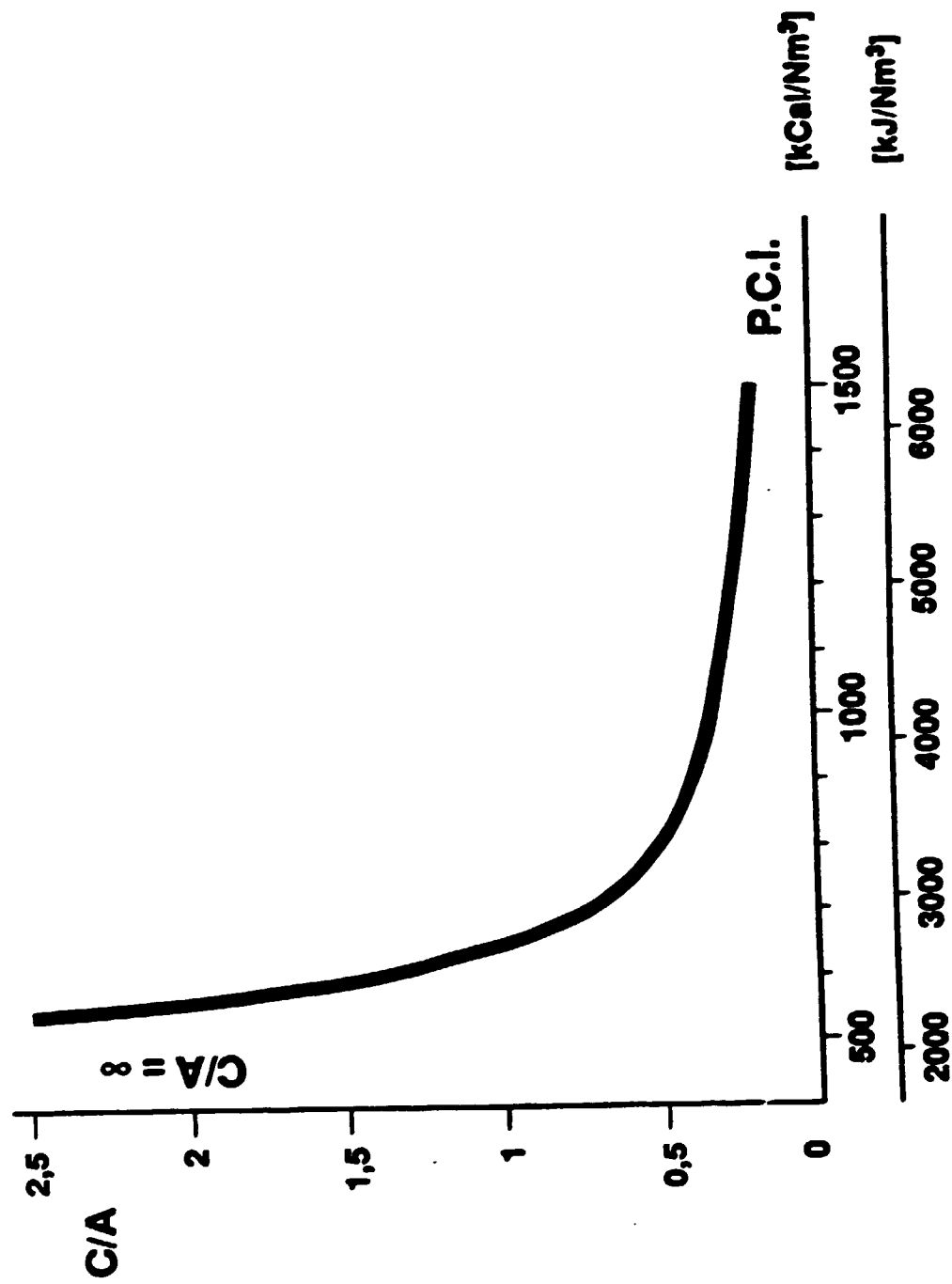


fig. 7

# COMBUSTIONE DI GAS A BASSO P.C.I.

Rapporto combustibile/aria in funzione del P.C.I.



# SISTEMA COMBUSTIBILE PER GAS A MEDIO P.C.I.

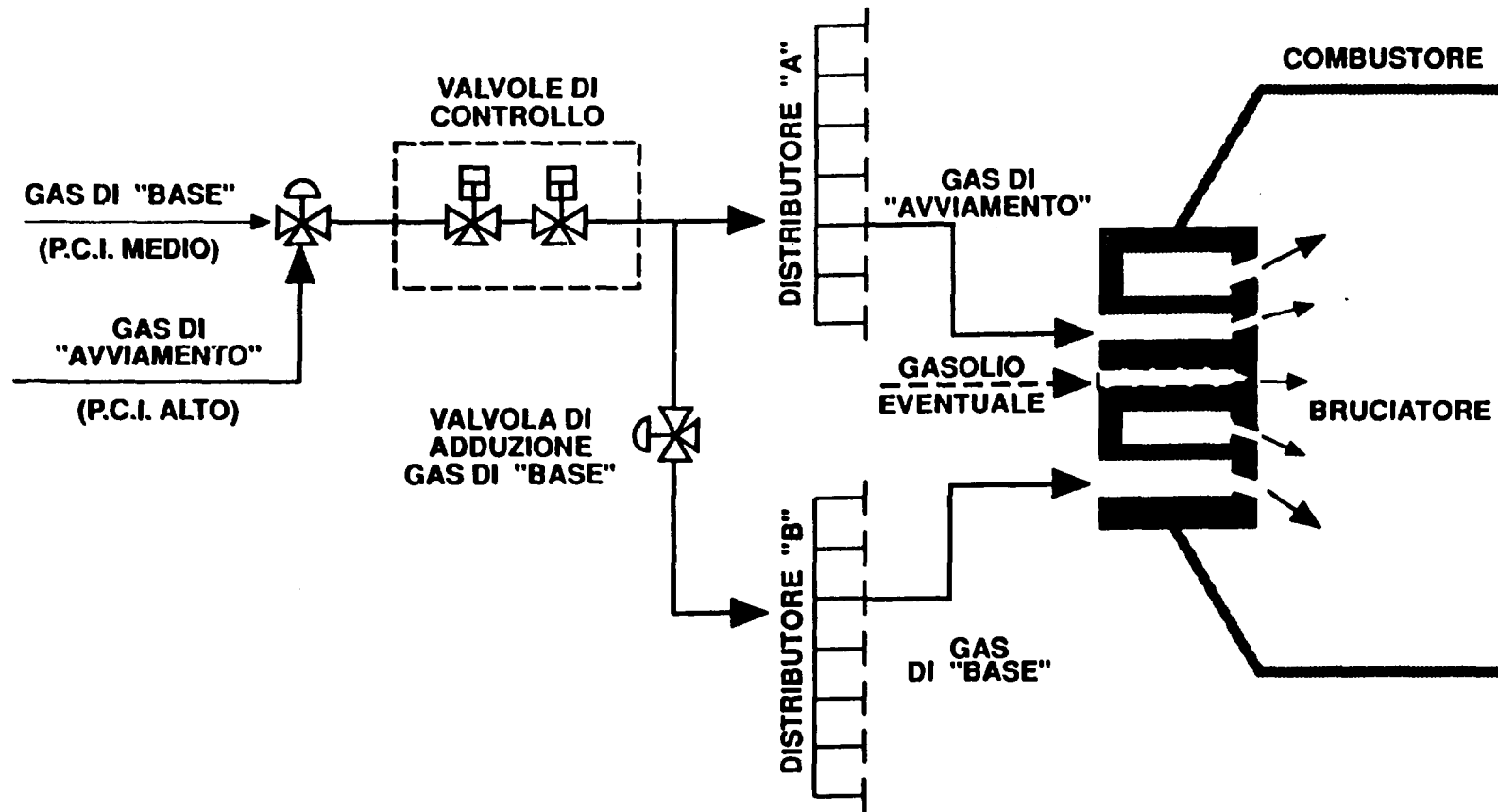


fig. 9

# SISTEMA COMBUSTIBILE PER GAS A BASSO P.C.I.

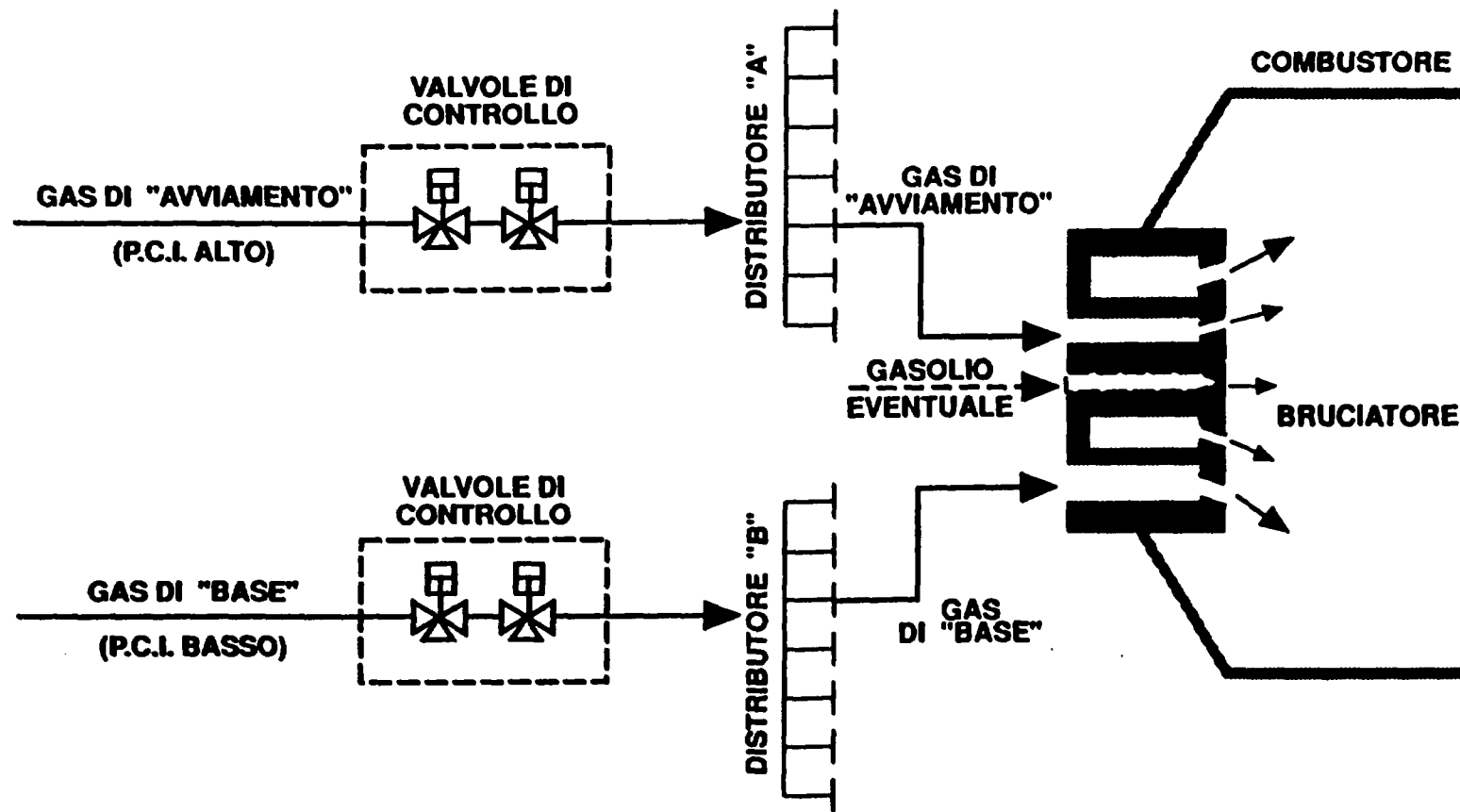


fig.10

# LIMITI LEGISLATIVI O RACCOMANDATI PER LE EMISSIONI DI NO<sub>x</sub> DA GRANDI TURBINE A GAS

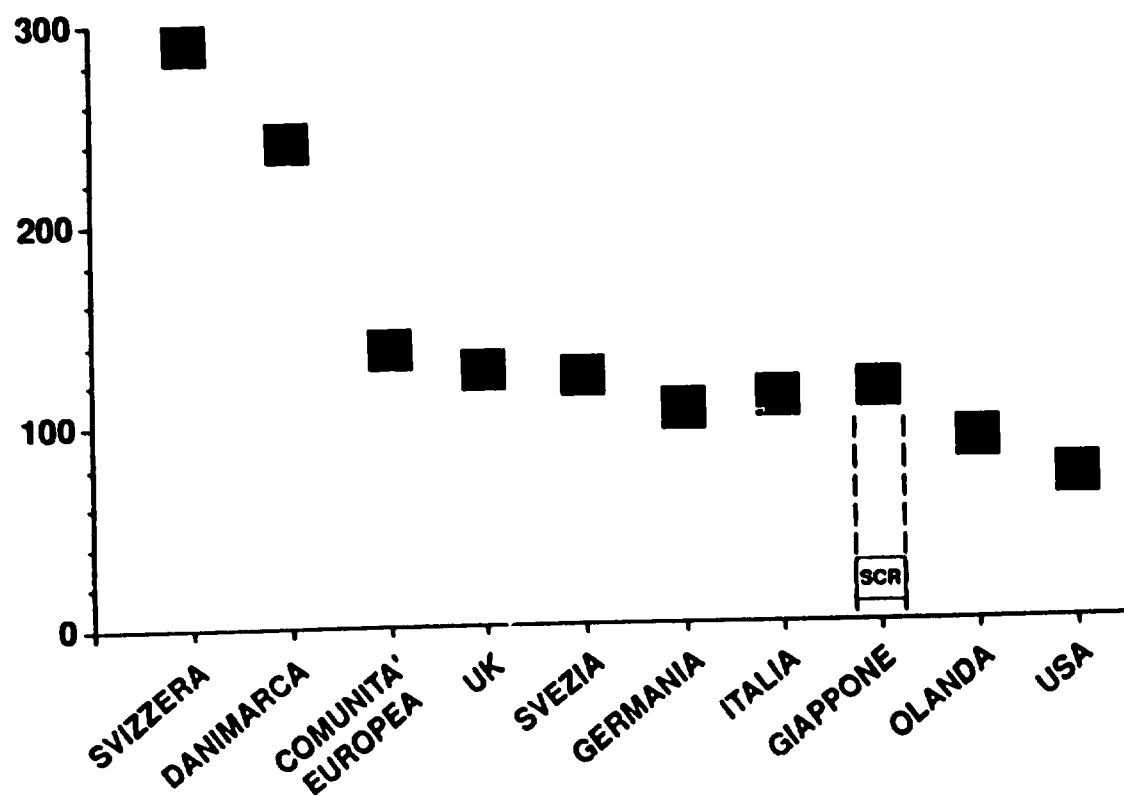
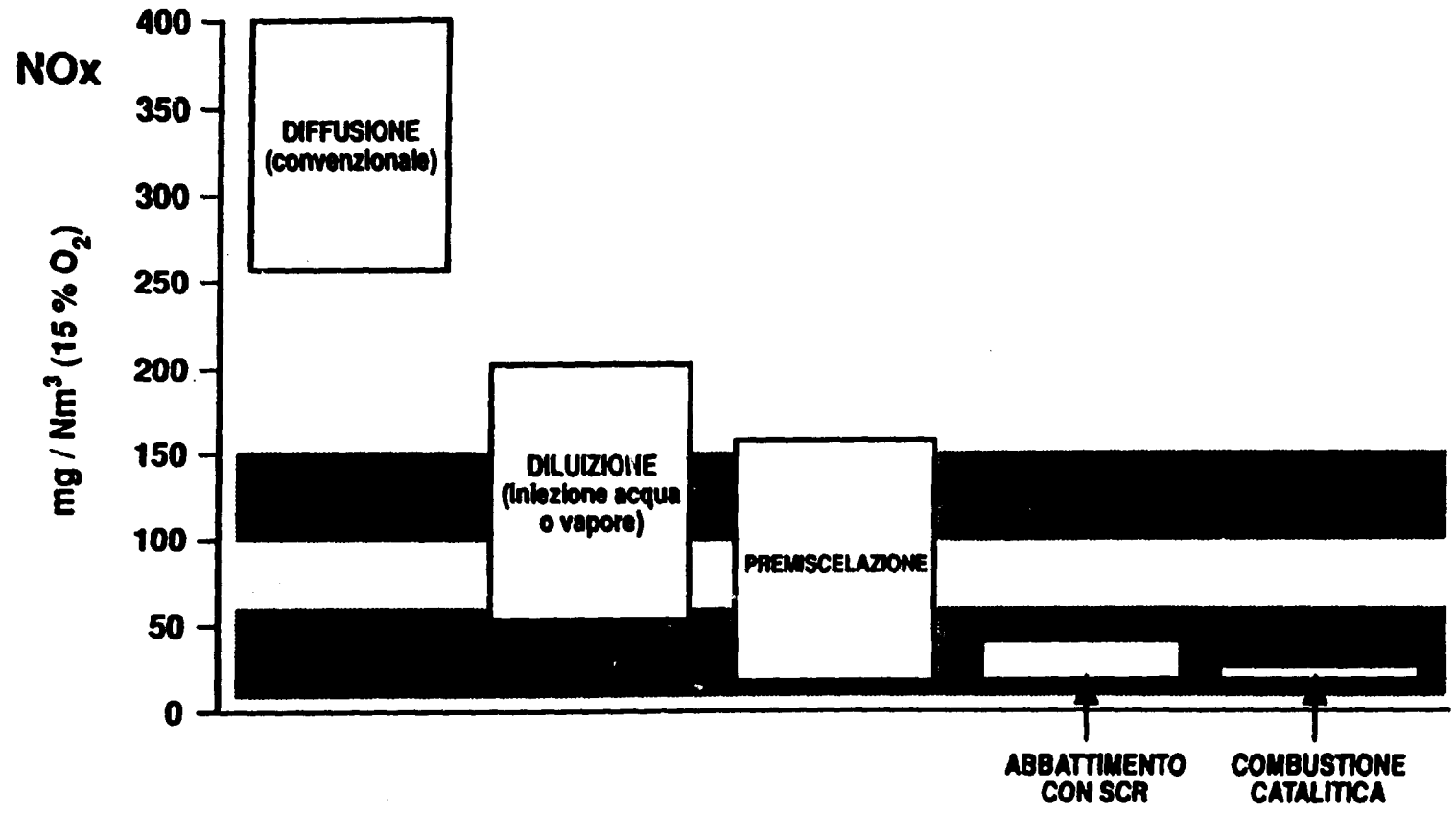


fig. 11

# EMISSIONI NOx PER VARIE TECNICHE DI COMBUSTIONE E ABBATTIMENTO (gas naturale)



28

fig.12

# COMBUSTORE DLN ( Dry Low NO<sub>x</sub> ) PER TURBINE N.P. / G.E. MS 6001/7001 /9001

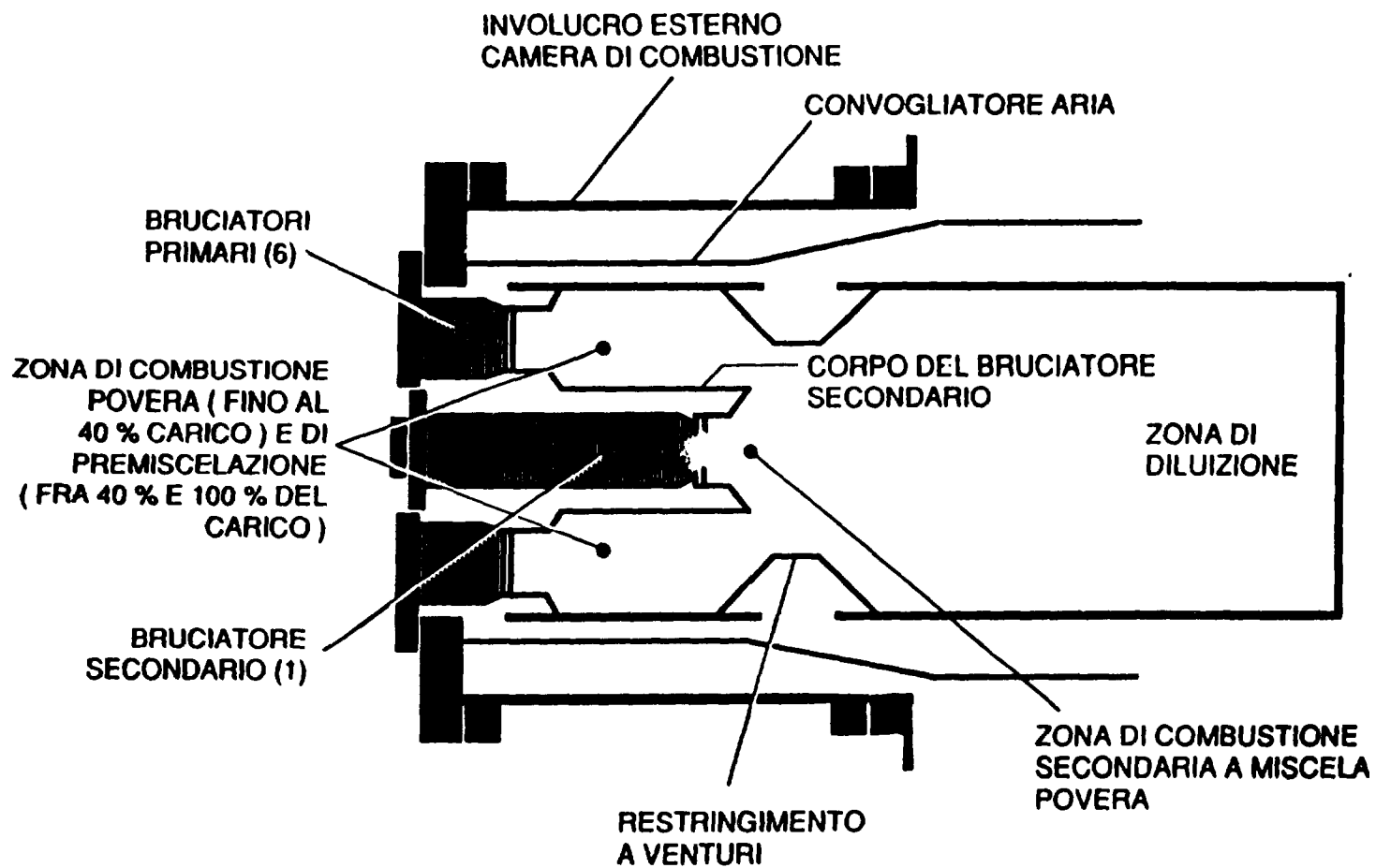


Fig 13



# INTERVENTI SULLE TURBINE A GAS N.P./G.E. IN FUNZIONE DEL P.C.I. DEL GAS

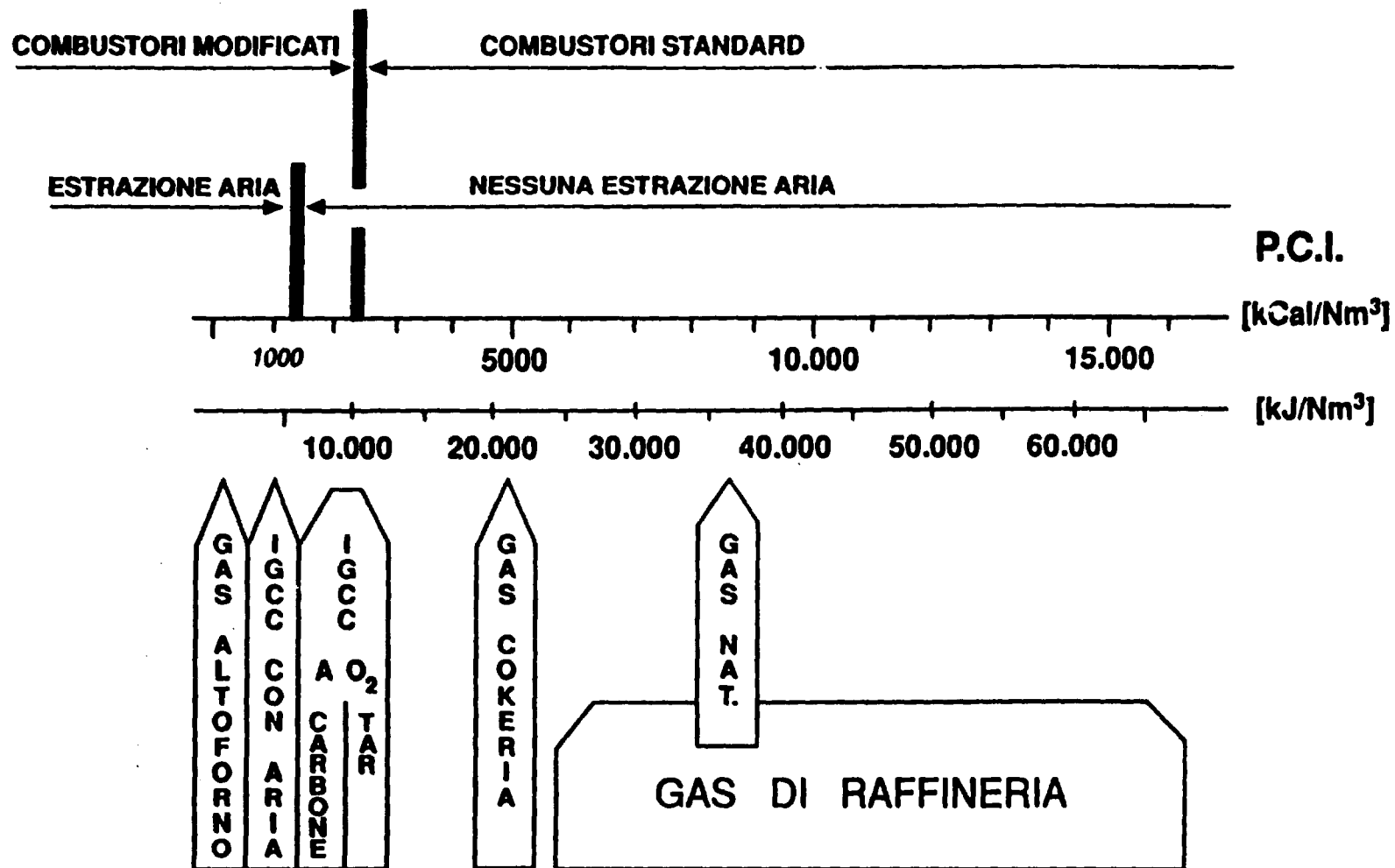


fig. 14

# SISTEMA IGCC

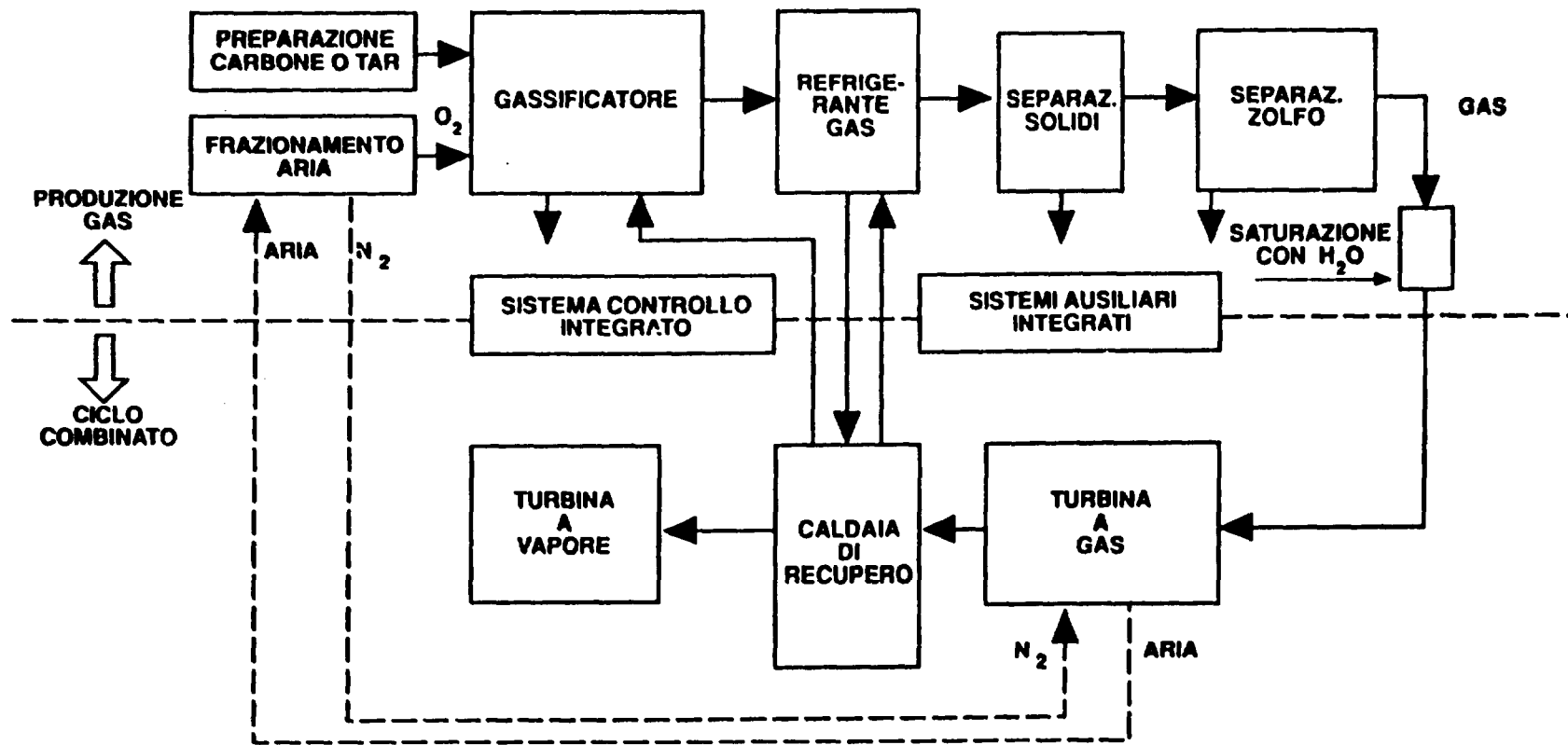


fig. 15

# EMISSIONI DI NO<sub>x</sub> CON GAS DI SINTESI DA GASIFICAZIONE DEL CARBONE Rif. 15 % O<sub>2</sub> - ISO

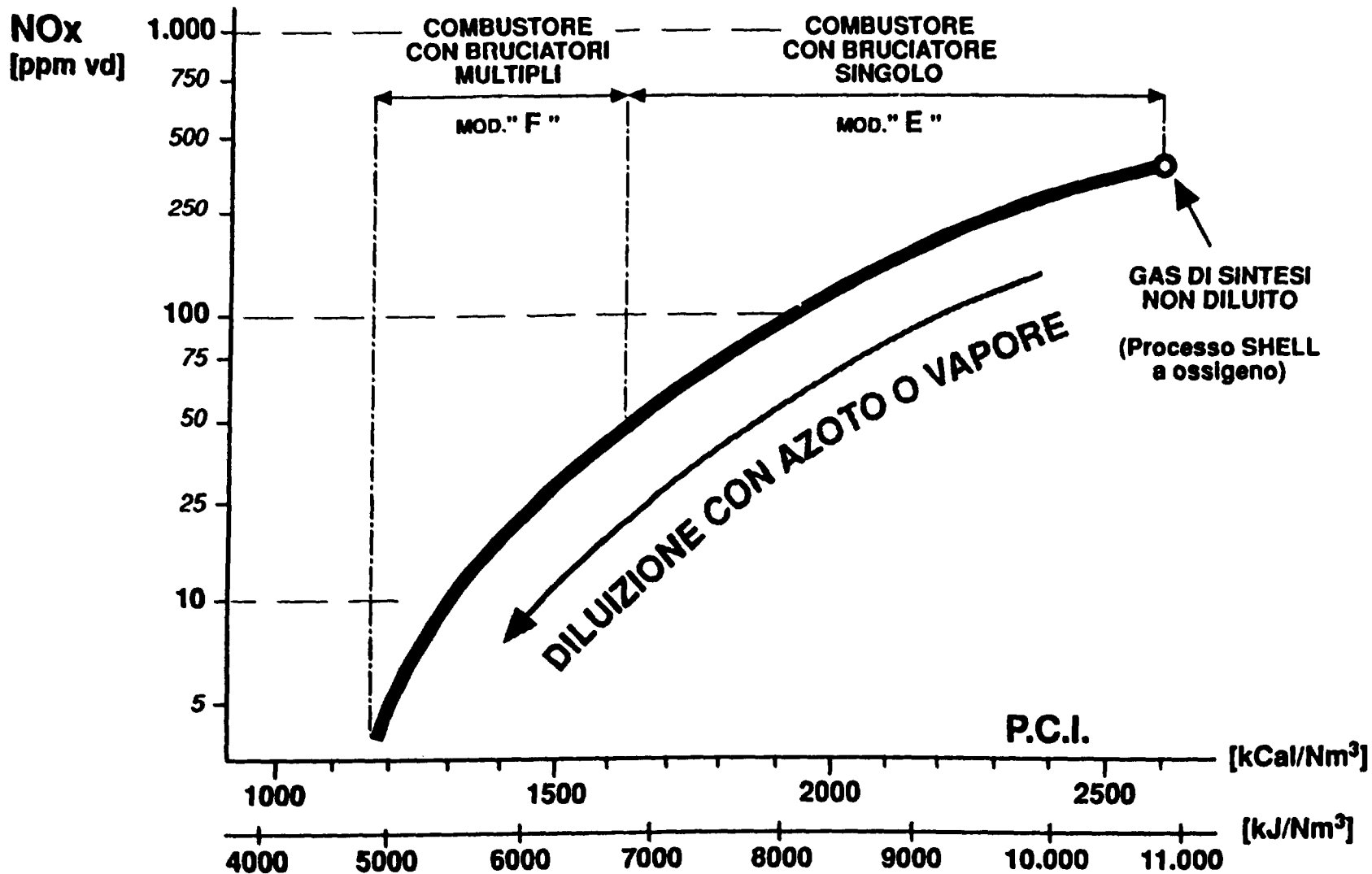


fig. 16

## TABELLA A

### COMBUSTIBILI PER TURBINE A GAS "HEAVY DUTY"

---

#### COMBUSTIBILI TRADIZIONALI

##### *Liquidi*

- Gasolio
- Olio greggio
- Olio residuo
- Distillati pesanti

##### *Gassosi*

- Gas naturale
- Gas di coda (raffineria)
- Gas siderurgico
- GPL gassificato

---

#### COMBUSTIBILI TRADIZIONALI

##### *Liquidi*

- Metanolo/Etano
- DPL
- Distillati pesanti a basso tenore di zolfo

##### *Gassosi*

- Gas di sintesi da gassificaz. del carbone
  - Gas di sintesi da gassificaz. di oli residui, bitumi, tar, orimulsion, ecc.
  - Gas di sintesi da gassificazione di RSV biomasse, legno, torba.
  - Gas naturale a basso P.C.I.
- AFB, PFB, Combustione indiretta di combustibili solidi, fossili o organici

## TABELLA B

### EMISSIONI DI NO<sub>x</sub> PER ALCUNI GAS COMBUSTIBILI (RISPETTO AL GAS NATURALE)

GAS	TEMPER. FIAMMA °C	INDICE NO <sub>x</sub>
GAS NATURALE (*)	2207	1,00
METANO	2194	0,95
IDROGENO	2377	1,97
OSSIDO DI CARBONIO	2502	3,25
GAS DI RAFFINERIA (*)	2300	1,50
GAS DI COKERIA (*)	2260	1,25
GAS DI SINT.CARBONE (*) (gasificaz. ad aria)	1560	0,07

(\*) Composizioni e caratteristiche tipiche

## TABELLA C

### CARATTERISTICHE PRINCIPALI DI ALCUNI GAS COMBUSTIBILI

GAS	CH <sub>4</sub> % Vol.	H <sub>2</sub> % Vol.	CO % Vol. %	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub> Vol. %	CO <sub>2</sub> Vol. %	N <sub>2</sub> +A, Vol. %	H <sub>2</sub> O	P.C.I.		RAPP. LIMITI INF. E SUP. INFIAMMABIL.
								Vol.kJ/Nm <sup>3</sup>	kCal/Nm <sup>3</sup>	
<b>NATURALE *</b>	93	—	—	4	0,5	2,5	—	36.400	8.700	2,9
<b>METANO</b>	100	—	—	—	—	—	—	33.800	8.090	3
<b>IDROGENO</b>	—	100	—	—	—	—	—	10.200	2.430	18,8
<b>OSSIDO DI CARBONIO</b>	—	—	100	—	—	—	—	11.900	2.850	5,9
<b>DI RAFFINERIA *</b>	10+30	20+50	—	20+60	0+2	0+10	—	25.000+ 62.000	6.000+ 15.000	2,2+10
<b>DI COKERIA *</b>	24+28	53+60	5+7	2+4	1+2	4+8	—	19.500	4.650	6,5+7;5
<b>D'ALTO FORNO *</b>	—	2+4	20+25	—	18+24	50+56	—	3.140	750	1,5
<b>DI SINTESI CARBONE *</b> (gasif. ad aria)	3+5	17+22	10+17	—	10+12	23+35	11+35	4.200+ 5.500	1.000+ 1.300	>3,2
<b>DI SINTESI CARBONE *</b> (gasif. a ossig.)	0+7	25+44	40+60	—	2+18	2+7	—	9.500+ 11.700	2.300+ 2.800	>6,3
<b>DI SINTESI OLI PESANTI *</b>	—	43+46	48+50	—	5+6	1+3	—	10.850	2.600	10,6
<b>DA GASIFICAZI. DI BIOMASSE *</b>	1+6	8+20	10+20	0+1	9+15	42+56	0+27	3.300+ 5.000	800+ 1.200	1,7+4

(\*) COMPOSIZIONI E CARATTERISTICHE TIPICHE

## TABELLA D

### INIZIATIVE NEL MONDO PER IMPIANTI IGCC O UTILIZZANTI GAS SIDERURGICO

NORD AMERICA	MW	EUROPA/ASIA	MW
<b>In esercizio (presente o passato):</b>			
- COOL WATER I	120	- BGL-WESTFIELD (U.K.)	50
- DOW PLAQUEMINE	160		
<b>In progettazione o realizzazione:</b>			
- COOL WATER II	120	- DEMKOLEC NETH COAL (NL)	250
- PSI WABASH COAL	250	- RWE-KOBRA COAL (D)	300
- SPRINGFIELD COAL	65	- EEC DEMO COAL (SP)	350
- TAMPA COAL	263	- SEP NETH COAL (NL)	600
- DELAWARE PET COKE	260	- VATTENFALL BIOMASS (S)	60
- PUERTO RICO ORIMULSION	260	- JAPAN COAL	20
- FLORIDA P & L COAL	800	- ISAB TAR (I)	500
- CANADA COAL	250	- ENEL SULCIS (I)	340
- TAMCO COAL	60	- A.F.S. STEEL (I)	120
- SIERRA PACIFIC COAL	60	- ILVA TARANTO (I)	500
- MID ATLANTIC COAL	250	- SARAS TAR (I)	500
		- API TAR (I)	280
		- NESTE OIL (FIN)	600
<b>In studio:</b>			
- TOWNER COAL	500	- ENGL ORIMULSION (UK)	700
- CLEAN COAL V:	250	- DOE COAL (U.K.)	350
- BLACK & VEATCH COAL	500	- LUBECK COAL (D)	350
- NEWPORT STEEL	250	- JAPAN COAL	500
- NOVA SCOTIA	250	- TAIWAN COAL	250
- SOUTHEAST COAL	250	- KOREA COAL	250
- MIDWEST COAL	600	- AGIP TAR (I)	500
- MEXICO PET COKE	500	- ENEL ORIMULSION (I)	170

# **ATIG**

Associazione Tecnica Italiana del Gas

- **promuove la ricerca e la sperimentazione di tutti i mezzi tecnici idonei ad assicurare lo sviluppo delle applicazioni del gas;**
- **approfondisce e risolve, attraverso il lavoro in comune e la discussione, le problematiche tecniche dell'industria del gas, incoraggiandone lo studio, indicando concorsi ed assegnando premi;**
- **dà la più ampia diffusione ai lavori nonché ai risultati giudicati utili al settore del gas svolgendo le conseguenti attività necessarie d'informazione;**
- **intrattiene rapporti con Associazioni consimili italiane e straniere, favorendo lo scambio delle informazioni tecniche in uno spirito di reciproco sostegno e collaborazione;**
- **mette a disposizione degli Associati un Centro di Documentazione Tecnica;**
- **concorre all'informazione e alla formazione professionale del personale operante nell'industria del gas;**
- **collabora con gli Enti preposti alla formulazione della normativa.**



via Maritano, 21  
20097 S. Donato Milanese (MI)  
Tel. (02) 52022149  
Telefax (02) 52035712  
Telex 310246 ENI - I