

# Impianti turbogas e a ciclo combinato

Alberto Berizzi  
Dipartimento di Elettrotecnica  
Politecnico di Milano  
alberto.berizzi@polimi.it

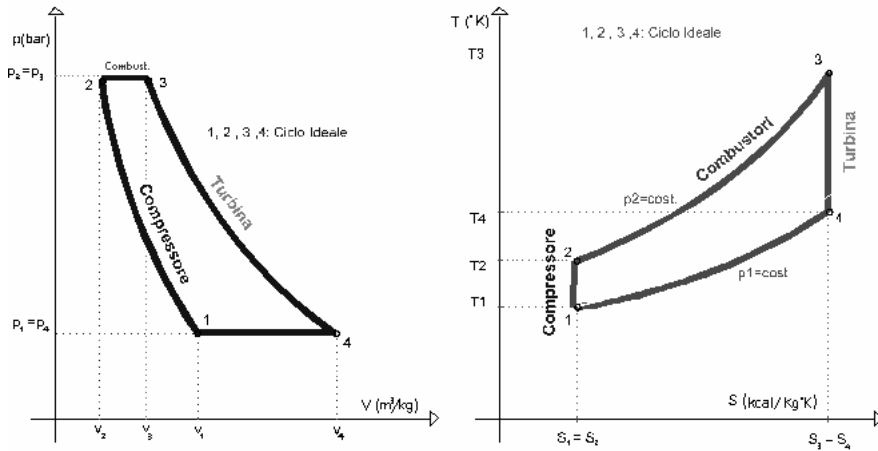
1

## Ciclo Brayton

- E' il ciclo teorico utilizzato nelle turbine a gas:
  - l'aria è prelevata dall'ambiente;
  - è compressa adiabaticamente
  - è riscaldata con la combustione
  - si espande in turbina
  - successivamente:
    - l'aria viene scaricata all'ambiente oppure
    - il ciclo si chiude con un raffreddamento a  $p$  costante
- La potenza per il compressore è prelevata dall'albero turbina
- Il rendimento è circa 35%

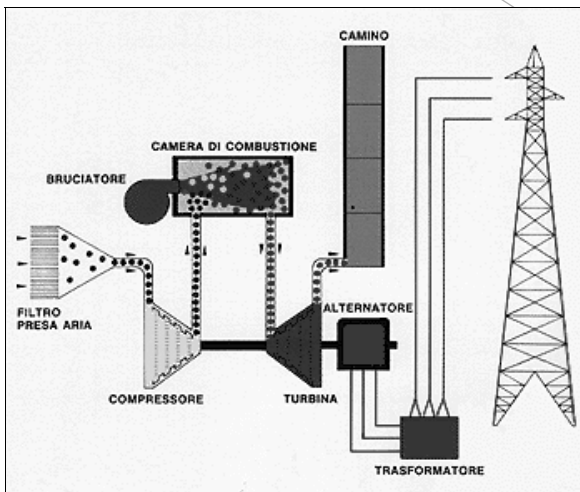
2

# Ciclo Brayton



3

## Impianto con turbina a gas



Impianto a gas naturale o gasolio

Filtri per trattenere il pulviscolo atmosferico per evitare depositi sulle palette

Problema del rumore che si propaga all'esterno

4

## Caratteristiche degli impianti di ultima generazione

- Gruppi da 120 MW
- $T_2=380^\circ\text{C}$ , 13.5 bar
- $T_3=1165^\circ\text{C}$
- $T_4=530^\circ\text{C}$
- Consumo gas 40000  $\text{Nm}^3/\text{h}$
- $\eta=32\%$
- $\text{pci}_{\text{gas}}=8250 \text{ kcal/kg}$
- Consumo specifico 0.33  $\text{Nm}^3/\text{kWh}$

- Gruppi da 250 MW
- $T_3=1400^\circ\text{C}$
- $\eta=38\%$
- Consumo specifico 2330  $\text{kcal/kWh}$
- Impiegati nei cicli combinati

5

## Bilanci termici di compressione e combustione

- La compressione avviene lungo una adiabatica:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

- La combustione avviene a p costante, utilizzando l'aria riscaldata

$$c_{pF} \cdot T_3 \cdot G_F = c_{pA} \cdot T_2 \cdot G_A + \text{pci} \cdot G_c$$

6

## Espansione adiabatica in turbina e rendimento del ciclo ideale

- Note  $p_2=p_3$  e la  $T_3$ , conoscendo la  $p$  di scarico ( $p_4=p_1$ ), si può ricavare la relativa temperatura

$$T_4 = T_3 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

- Il rendimento deve tenere conto della potenza assorbita dal compressore

$$\eta = \frac{P_u}{Q} = \frac{P_t - P_c}{Q}$$

- Ipotizzando  $G_A \approx G_F$ , e  $c_p$  costante, si ottiene:

$$P_t = G_A \int_3^4 c_p dT = G_A c_{pm} (T_3 - T_4)$$

$$Q = G_A c_{pm} (T_3 - T_2)$$

$$P_c = G_A \int_1^2 c_p dT = G_A c_{pm} (T_2 - T_1)$$

$$\eta = \frac{G_A c_{pm} (T_3 - T_4) - G_A c_{pm} (T_2 - T_1)}{G_A c_{pm} (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

7

## Rapporto di compressione $\beta$

- $\beta = p_2/p_1 = p_3/p_4$
- Inoltre,  $T_2/T_1 = T_3/T_4$

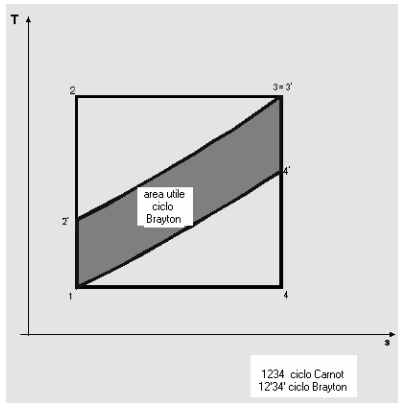
$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

- Poiché:

$$\frac{T_1}{T_2} = \beta^{\frac{1-k}{k}} \Rightarrow \eta = 1 - \beta^{\frac{1-k}{k}}$$

8

## Ciclo Brayton ideale e ciclo di Carnot



$$\eta_{\text{Brayton}} < \eta_{\text{Carnot}}$$

Nel ciclo ideale,  $\eta$  non dipende da  $T_3$

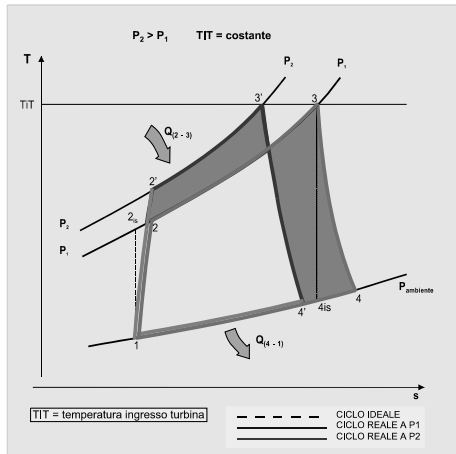
E' importante anche considerare il lavoro specifico utile (massico)  $w$ , in quanto, insieme alla portata (dimensioni=costi), esso determina la potenza;

- Poiché  $w = v_m \Delta p$ , per alzare  $w$  è necessario allontanare le isobare
- $w$ , a pari  $\beta$ , dipende fortemente da  $T_3$  (cfr. piano  $p, v$ ): si ha un massimo per  $T_2 = T_4$
- $w$  si annulla per  $\beta = 1$  e per  $T_2 = T_3$  <sup>9</sup>

## Ciclo non ideale

- Perdite più significative:
  - perdita di pressione all'aspirazione e allo scarico
  - compressione e espansione non isoentropiche (rendimenti interni delle macchine rispetto all'adiabatico)
  - perdite di calore (0.5-1%):
    - incompleta combustione (CO invece che  $\text{CO}_2$ )
    - dispersioni attraverso le pareti (elevate temperature)
    - se ne tiene conto con un rendimento del combustore
  - perdite di pressione durante la combustione: combustione non isobara (rendimento manometrico)
  - perdite meccaniche (rendimenti meccanici) 3-8%
  - perdite per
    - consumo di aria compressa
      - raffreddamento palette,
      - tenute
    - refrigerazione della turbina con introduzione nel ciclo di aria a temperatura inferiore

## Ciclo Brayton reale: rapporto di compressione



- A pari pressione, nel ciclo reale  $\Delta h_{\text{compr}}$  maggiore rispetto al ciclo ideale; durante l'espansione,  $\Delta h_t$  è inferiore (minor potenza all'asse)
- Esiste, a pari TIT, un  $\beta$  che massimizza  $\eta$ , diverso da quello che massimizza  $w$
- Tale  $\beta$  è circa:
  - 12 per i gruppi da 120 MW
  - 16 per i gruppi da 250 MW

11

## Influenza di TIT ( $T_3$ )

- Per rendimenti elevati,  $\eta$  è sempre crescente con  $\beta$  e l'aumento di  $T_3$  comporta l'aumento di  $w$
- Per bassi rendimenti (0.8), all'aumentare di  $T_3$ , aumenta  $\eta$
- A  $\eta = 0.9$ ,  $\eta_{\text{max}\eta}$  e  $\eta_{\text{max}w}$  sono diversi, lasciando libertà ai progettisti
- L'espressione concreta del rendimento è:

$$\eta = \frac{\eta_t L_t - \frac{L_c}{\eta_c}}{Q}$$

12

# Condizioni tipiche di esercizio

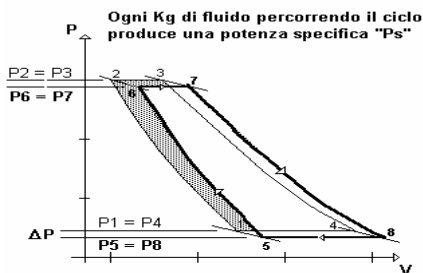
- Ipotesi: le portate in volume  $F$  in ingresso a turbina e compressore sono costanti nel tempo, al variare delle condizioni
- Si studiano ora le variazioni delle condizioni esterne

$$G_c R_c \frac{T_1}{p_1} = F_c$$

$$G_t R_t \frac{T_3}{p_3} = F_t$$

13

## Variazione delle prestazioni del turbogas per variazione della pressione atmosferica ( $p_1=p_4$ ), a pari $T_3$



$$F_c = \frac{\downarrow G_c \cdot R_c \cdot T_1}{\downarrow p_1} = \text{Costante}$$

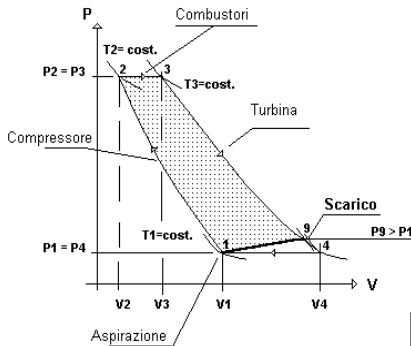
- Se  $p_1$  diminuisce, per mantenere costante  $F_c$ , deve diminuire  $G_c$
- Per la conservazione della massa:  $G_c = G_t$
- deve diminuire  $p_3$ , proporzionalmente:  $\beta$  rimane costante
- Poiché il rapporto tra le temperature dipende da  $\beta$ ,  $T_2 = T_6$ ,  $T_3 = T_7$  e  $T_4 = T_8$
- Quindi, il ciclo mantiene la stessa forma, nel piano T-S, è semplicemente spostato a destra, e ciò non muta i rapporti tra  $w$  e  $Q$

- $w$  (specifico) rimane costante
- il rendimento rimane costante
- la potenza complessiva diminuisce perché diminuisce la portata  $G_t$

14

## Variazione delle prestazioni del turbogas per aumento della pressione $p_9 > p_4$ allo scarico

Ogni Kg di fluido percorrendo il ciclo produce una potenza specifica "Ps"



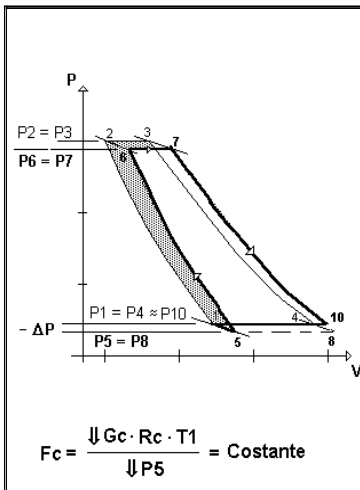
$$F_t = \frac{G_t \cdot R_t \cdot \uparrow T_4}{\uparrow P_4} = \text{Costante}$$

- Tutto rimane immutato, tranne che se  $p_s$  aumenta, siccome  $G_c = G_t$  rimane invariata,  $T_9 > T_4$
- Poiché  $h_9 > h_4$ ,  $w$  diminuisce

- la Potenza diminuisce
- $Q = G_c c_p (T_3 - T_2)$  rimane invariato, perciò  $\eta$  diminuisce

15

## Variazione delle prestazioni del turbogas per le perdite di carico all'aspirazione



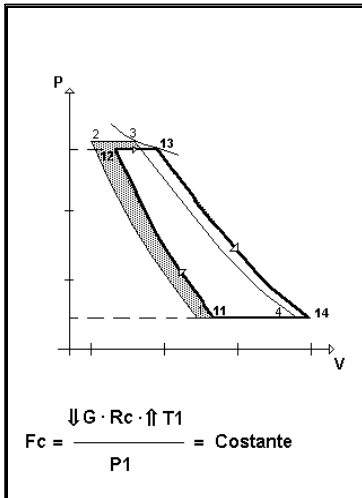
$$F_c = \frac{\downarrow G_c \cdot R_c \cdot T_1}{\downarrow P_5} = \text{Costante}$$

- Se la pressione di aspirazione diminuisce da  $p_1$  a  $p_5$ , per effetto di perdite di carico,  $G_c$  diminuisce (minor densità aria) e  $p_3$  diminuisce proporzionalmente ( $\beta$  rimane costante)
- Si segue quindi il ciclo 5-6-7-10 (pressione atmosferica), con  $T_2 = T_6$  e  $T_3 = T_7$
- $P_{c1-2} = P_{c5-6}$ , ma  $P_{t3-4} < P_{t7-8}$
- La potenza prodotta diminuisce, perché sono minori sia  $w$ , sia  $G_t$
- $\eta$  è minore perché diminuisce la potenza mentre  $Q$  introdotto rimane costante ( $Q_{2-3} = Q_{6-7} = G_t c_p (T_3 - T_2)$ )

16



## Variation of the performance of the turbocharger for variation of the air temperature

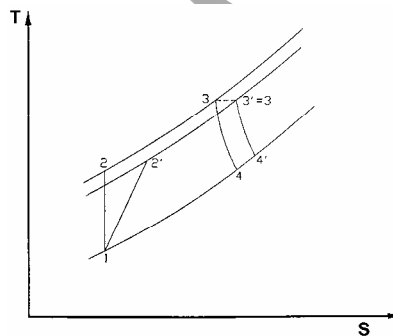


- Se  $T_1$  aumenta a  $T_{11}$ , con  $p_1$  costante,  $G_c$  e  $G_t$  diminuiscono
- Poiché  $T_3$  è costante,  $p_3$  diminuisce proporzionalmente ( $\beta$  diminuisce), per la conservazione della  $F_t$
- Si segue quindi il ciclo 11-12-13-14; in genere  $T_{12} > T_2$  e  $T_{13} = T_3$
- Quindi  $T_{14} > T_4$ ;  $h_{13} < h_3$ , e  $h_{14} > h_4$
- Qualitativamente:
  - $w$  diminuisce perché le  $T$  medie di compressione si avvicinano a quelle di espansione
  - $\eta$  è minore perché diminuisce  $w$  mentre  $Q$  introdotto diminuisce meno
  - La potenza prodotta è minore perché è minore la potenza specifica e anche la  $G_t$  (circa  $0.8 \text{ MW}/^\circ\text{C}$ )

17

## Variation of the performance of the turbocharger for soiling of the compressor

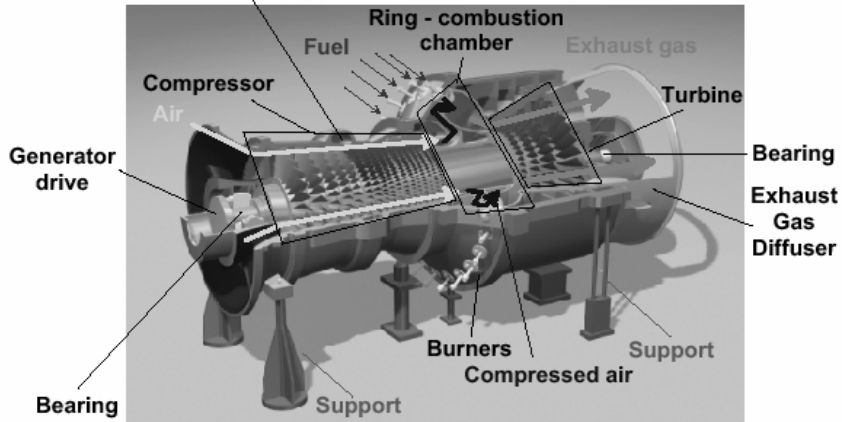
- Lo sporcamento del compressore causa:
  - aumento del lavoro di compressione
  - riduzione della potenza prodotta in turbina
  - riduzione della portata d'aria
  - riduzione della portata di combustibile ( $T_{2'} > T_2$ )
  - Diminuzione del rendimento, perché la diminuzione di  $Q$  è inferiore alla diminuzione di  $P_{\text{utile}}$



18

# Turbogas

Annular space for connection  
to blow-off line.



19

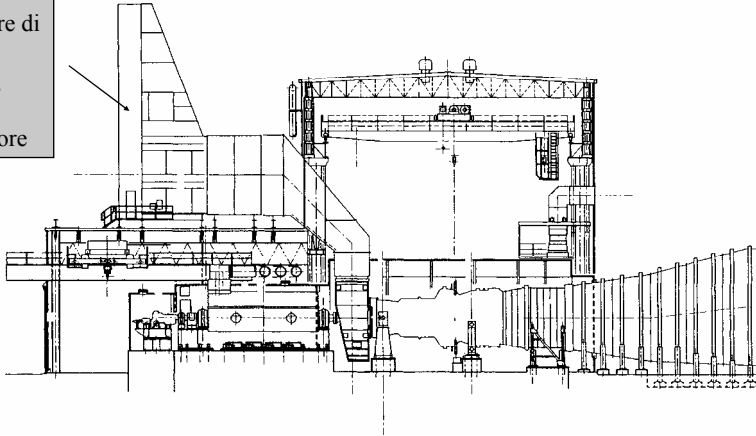
## Particolari del compressore e della TG



20

## Impianto turbogas

Filtri aria,  
con  
separatore di  
gocce,  
prefiltro,  
filtro e  
silenziatore



Due aperture (aspirazione e filtri; scarico turbina)

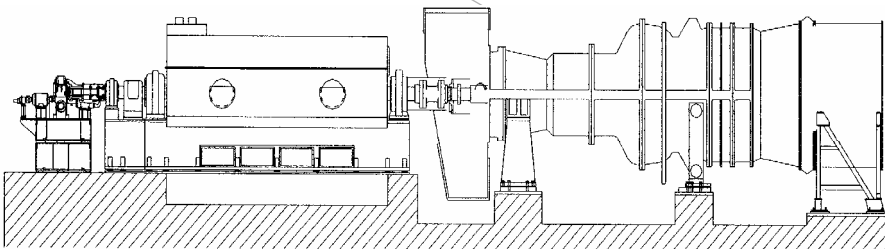
Rumore: 68 dB a 1 m all'esterno del cabinato; 85 dB all'interno

Ventilazione dell'edificio: deve garantire 40°C all'interno

Sistema antincendio a CO<sub>2</sub>

21

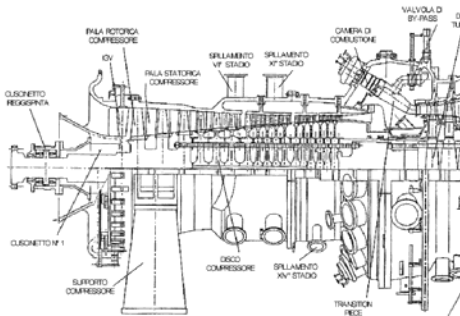
## Linea d'albero (TG 250 MW)



- 5 cuscinetti radiali (2 alternatore e 3 turbogas) e 1 reggispinta (8 pattini)
- temperature di ogni cuscinetto monitorate mediante 12 termocoppie (sia nel lato caricato sia in quello scarico) e sensore per il rilievo di variazioni di pressione

22

## Compressore



- Voluta di aspirazione, con giunto elastico per le dilatazioni termiche
- Palette IGV (di entrata a assetto variabile)
- Stadi 1-11 compressore, con spillamenti aria durante l'avviamento
- Stadi 12-17, con spillamento per raffreddamento TG
- $P=210$  MW
- Rendimento 86.7%

23

## Manutenzione e regolazione del compressore

- Ogni 2000 ore di funzionamento, si ha:
  - diminuzione del rendimento del compressore di 1.5%
  - diminuzione della  $P$  massima del TG del 3%
  - aumento del consumo specifico del TG del 1.5%
- Provvedimenti:
  - lavaggio *on line*
  - lavaggio *off line*
- Le prime file di palette statoriche (IGV - *inlet guide vanes*) sono ad assetto variabile e possono perciò regolare la portata di aria

24

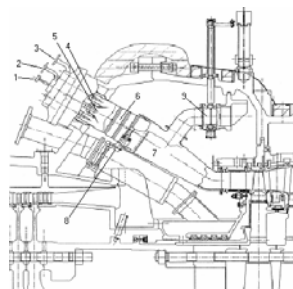
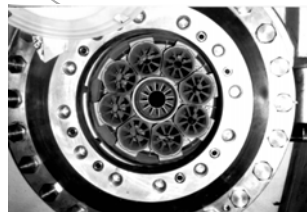
# Grandezze monitorate

- portata aria
- rendimento compressore
- potenza
- pressione di mandata a pari T di aspirazione

25

# Sistema di combustione

- Tipicamente a gas
- 20 combustori, disposti a corona attorno all'albero, ciascuno formato da:
  - 1 iniettore pilota
  - 8 iniettori principali
- 3 linee di alimentazione indipendenti
- 2 iniettori dotati di candele, gli altri si accendono con i tubi di *cross flame*
- Rivelatori di fiamma a ultravioletti
- In ogni camera di combustione, ci sono vorticatori per la stabilità della fiamma

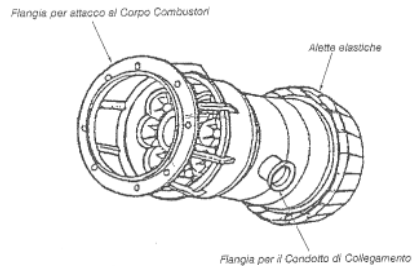


1. alimentazione iniettore pilota
2. alimentazione iniettore principale A
3. alimentazione iniettore principale B
4. iniettore principale
5. iniettore pilota
6. camera di combustione
7. convergitore gas (transition piece)
8. coppia camera di combustione
9. valvola di bypass

26

## Iniettori - Camera di combustione

- La combustione stechiometrica (fiamma diffusiva) darebbe luogo a T troppo elevate: essa avviene in eccesso d'aria con premiscelamento aria-combustibile
- Nei gas combusti c'è ancora abbastanza ossigeno per un ulteriore processo di combustione
- Problema della formazione di  $NO_x$ :
  - *thermal*  $NO_x$ : ossidazione alle alte temperature dell'azoto contenuto nell'aria comburente
  - *prompt*  $NO_x$ : reazione dell'azoto con i radicali degli idrocarburi nella zona di fiamma
  - *fuel*  $NO_x$ : dall'azoto in forma non molecolare nel combustibile
- Provvedimenti possibili:
  - ridurre i tempi di residenza nel combustore, compatibilmente con il completamento della combustione
  - ridurre la concentrazione di  $O_2$  vicino alla fiamma: ciò è possibile con  $\lambda < 1$ , ma causa produzione di CO che deve essere poi eliminata con una forte diluizione in aria con  $\lambda \gg 1$  (*air staging*)
  - abbassare la T media di fiamma (una diminuzione da 2200 K a 2000 K abbatte di 25 volte gli  $NO_x$  (*air staging* contribuisce anche a questo)



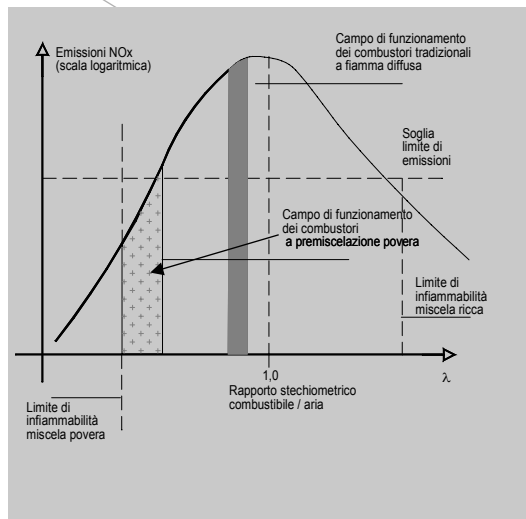
$\lambda$ , rapporto di equivalenza

$\lambda = \text{aria effettiva} / \text{aria stechiometrica}$

27

## Riduzione emissioni di NOx

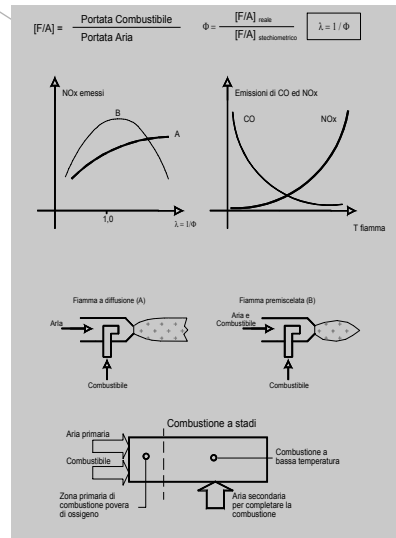
- Per ridurre T di fiamma:
  - iniezione di un inerte (acqua o vapore) nel bruciatore: costa e diminuisce  $\eta$
  - Combustori a secco (*dry low NO<sub>x</sub>*): aria come diluente, combustione premiscelata
- DLN: mantenere la stabilità di fiamma, anche ai carichi parziali



28

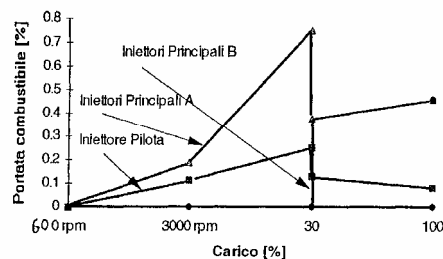
## Combustione a stadi

- Nella zona primaria:
  - combustibile e aria sono intimamente miscelati, in rapporto minore dello stechiometrico: fiamma stabile, anche a carico parziale
  - la combustione avviene con poco ossigeno, per tenere bassa la T (1500-1600 °C)
- Nella zona secondaria:
  - *post* combustione per eliminare gli incombusti
- Possibile solo con combustibili gassosi: con liquidi, gli incombusti finirebbero in turbina



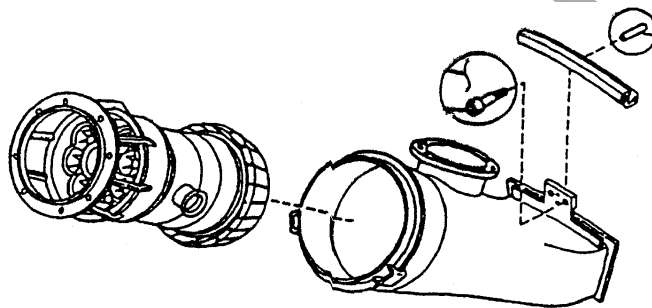
## Regolazione della fiamma in avviamento

- Soluzione GE:
  - la zona primaria serve per combustione  $\lambda < 1$  fino al 40%, poi come zona di premiscelamento, nella quale viene iniettato l'83% del combustibile)
  - a carico, la combustione avviene soprattutto nella zona secondaria
- Fino al 30%, soltanto iniettore pilota e principali A; poi subentrano i principali B



## Condotti di transizione

- Un condotto di transizione comprende:
  - la flangia per il collegamento con la tubazione della valvola di bypass (bypass mouth),
  - il supporto per il collegamento al settore ugelli (rear support),
  - la disposizione dei fori di raffreddamento.



Camera di combustione

Condotto di transizione

31

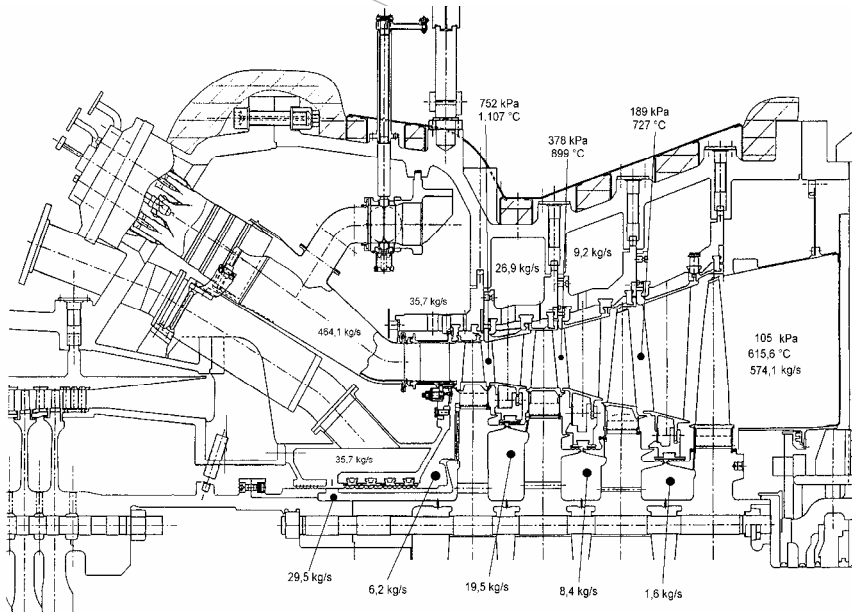
## Turbina 434 MW

- A reazione a 4 stadi, direttamente accoppiate a compressore e alternatore, ruota a 3000 giri/minuto
- L'espansione avviene tra 1400 °C a 1340kPa e 615 °C a pressione atmosferica
- Date le elevate T, è necessario
  - raffreddarla (primi tre stadi rotorici) e
  - consentire le dilatazioni termiche: dischi di acciaio accoppiati con tiranti

32



## Turbina a gas



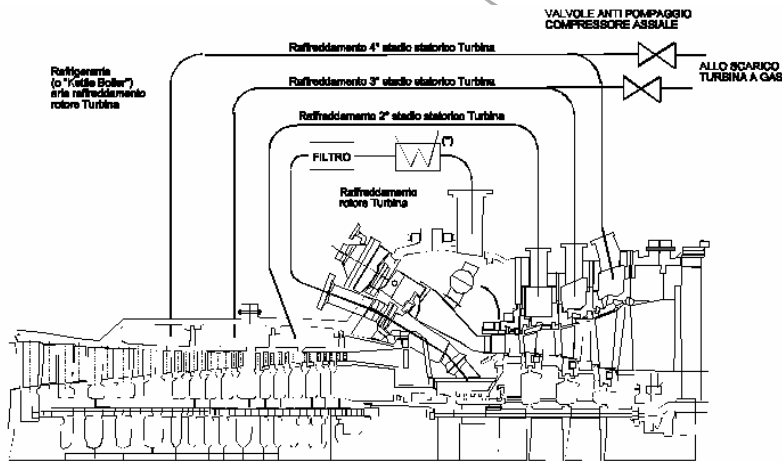
33

## Raffreddamento

- Ugelli distributori (statore): aria prelevata senza filtri dal compressore:
  - VI stadio, 155°C, 295kPa
  - IX stadio, 258°C, 600kPa
  - XIV stadio, 330°C, 920kPa
- Rotore: si preleva aria dalla mandata compressore (382°C, 1396kPa) e la si filtra
- L'aria viene raffreddata in uno scambiatore di calore esterno e inviata attraverso 4 tubazioni all'albero e alle pale rotoriche

34

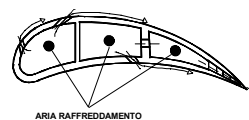
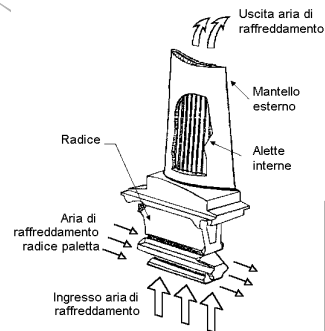
## Raffreddamento rotore e statore turbina



35

## Raffreddamento pale

- Le palette sono raffreddate dall'aria di raffreddamento rotore proveniente dal compressore
- L'aria circola all'interno a velocità elevatissima (scambio termico notevole) e poi si mescola al fluido in espansione fuoriuscendo da appositi fori



36

## Raffreddamento delle palette



37

## Avviamento con motore di lancio

- Può essere:
  - un motore diesel (gruppo completamente autonomo)
  - un motore asincrono
  - l'alternatore con avviamento statico a frequenza variabile
- Avviamento con motore di lancio fino a metà della velocità nominale (il compressore può funzionare), poi si accende la camera di combustione
- Elevata velocità di parallelo (servizio di punta):
  - 4 minuti per la velocità nominale
  - 18 minuti per il carico base

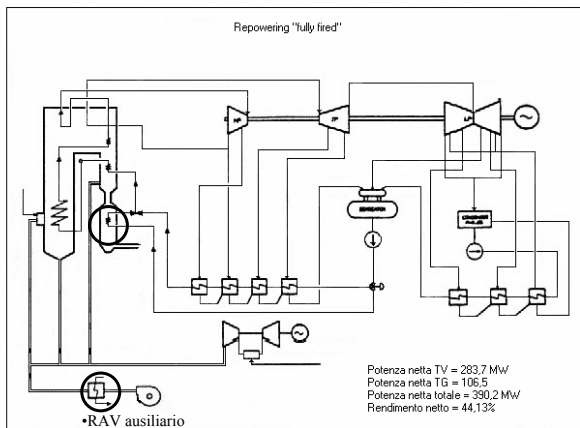
38

# Repowering

- Obiettivi:
  - Aumento della potenza installata
  - Modifiche ridotte
  - Minimizzare l'indisponibilità del gruppo a vapore
  - Possibilità di indipendenza tra turbogas e ciclo a vapore
  - Massimizzare il rendimento
  - Ridurre le emissioni
- Soluzione: 320 MW a vapore + 120 MW turbogas
  - *fully fired*
  - *unfired*

39

## Repowering "fully fired"

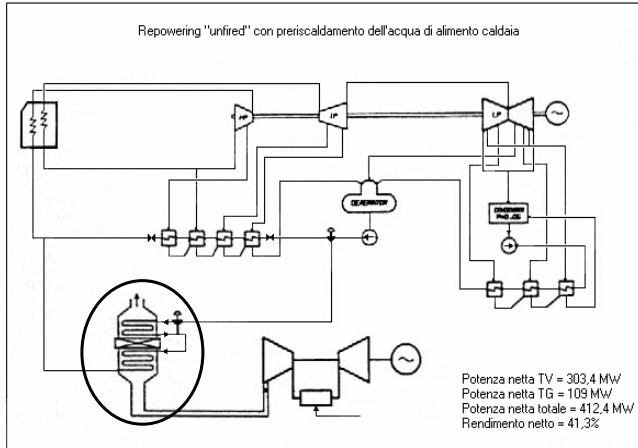


- i gas di scarico ( $T > 500^{\circ}\text{C}$ ) vanno in caldaia come aria comburente
- Eliminati i Ljungström
- Aggiunta di un RAV ausiliario per quando funziona solo TV
- Recuperatore in parallelo con i RAP, con controllo della T all'ingresso ECO

Il gruppo TV perde circa 20 MW

40

## Repowering "unfired" con preriscaldamento dell'acqua di alimento caldaia



- Caldaia a recupero in parallelo a:
  - riscaldatori AP e ultimi due BP
  - Riscaldatori AP e uno BP
  - riscaldatori AP
- Problematiche: sovraccarico per:
  - turbina BP
  - Condensatore
  - PEC
  - riscaldatori BP

41

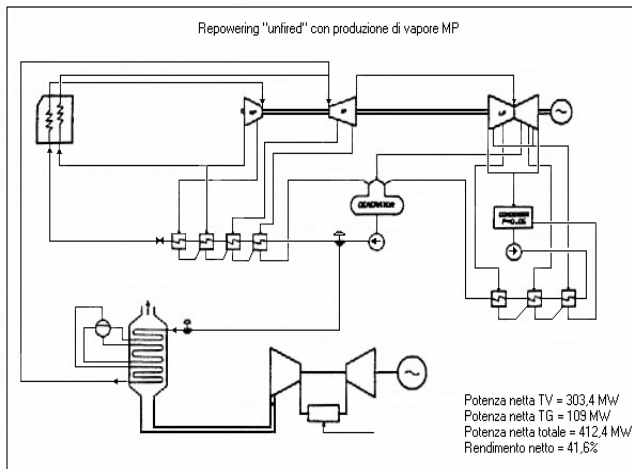
## Confronto fra ciclo base e ciclo ripotenziato con recupero calore per preriscaldare l'acqua alimento

- Schema 1: Repowering AP + ultimi due BP
- Schema 2: Repowering AP + ultimo BP
- Schema 3: Repowering solo AP

		Ciclo base	Schema 1	Schema 2	Schema 3
Potenza lorda TV	MW	320	320	320	320
Potenza netta TV	MW	303,4	303,4	303,4	303,4
Potenza lorda TG	MW		110	110	110
Potenza netta TG	MW		109	109	109
Potenza lorda totale	MW	320	430	430	430
Potenza netta totale	MW	303,4	412,4	412,4	412,4
Rendimento netto	%	39,97	42,12	41,89	41,53
Potenza termica dai gas	MW		183,1	168,7	143,7
Temperatura ingresso ECO	°C	292		300	300
Temperatura fumi uscita TG	°C		529	529	529
Temperatura fumi uscita recup.	°C		110	156	214
Superficie scambio recuperatore*	%		180	160	100
Portata alimento	t/h	1022	828	831	844
Portata vapore al condensatore	t/h	629	725	708	683
Variaz. potenza termica condens.	%	0	+17,5	+13,8	+9,5
Derating			si	si	no

42

## Repowering "unfired" con produzione di vapore MP



- Generatore di vapore per produrre vapore surriscaldato per la turbina MP, che si miscela al vapore RH

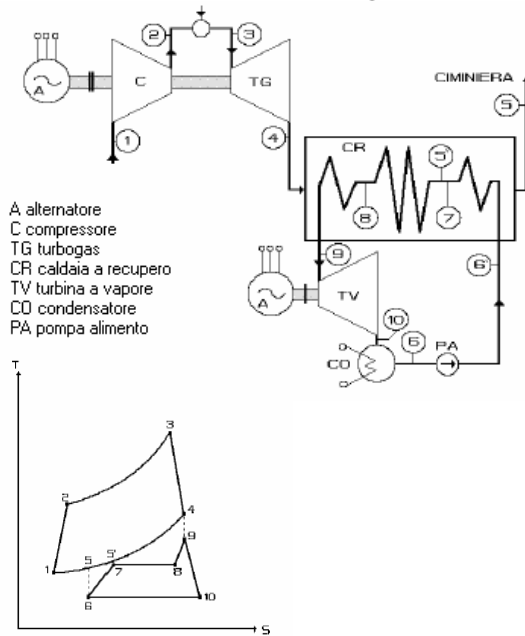
43

## Caratteristiche cicli termici

- L'efficienza è tanto maggiore quanto maggiore è la temperatura a cui si fornisce calore e minore è la temperatura a cui lo si sottrae
- Il ciclo Rankine ha bassa  $T$  di condensazione ma  $T$  medie di fornitura calore di  $420\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Il ciclo Brayton ha elevata  $T$  di combustione, ma scarica gas a  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$
- E' possibile combinare i due cicli, fornendo calore alla  $T$  elevata dei turbogas e cedendola all'ambiente con il condensatore del ciclo Rankine, ottenendo rendimenti di quasi il 60%

44

## Ciclo combinato



- Inizialmente si erano usati questi concetti per produrre vapore tecnologico, poi energia elettrica
- Il calore scaricato da TG va in ingresso al ciclo Rankine, grazie a un GVR
- Il TG converte in energia elettrica circa il 30% della energia di combustione
- La TV converte circa la metà dell'energia prodotta dalla TG

45

## Generatore di vapore a recupero

- E' costituito da due o più GV indipendenti e a pressioni diverse (AP/BP o AP/MP/BP) nel condotto fumi
- Ogni circuito è dotato di proprio corpo cilindrico per la separazione acqua – vapore e per realizzare un polmone
- I diversi scambiatori sono alternati per sfruttare al massimo i salti di T disponibili
- La sezione di ingresso gas è fatta in modo da rallentare i gas e aumentare la superficie di scambio
- La superficie di scambio è notevole
- C'è la necessità di dispositivi silenziosi prima del camino

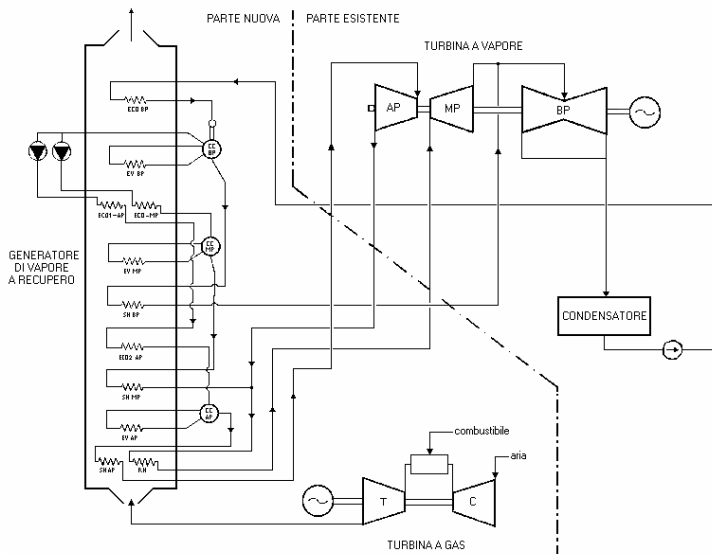
46

# Centrale di La Spezia

- Di tipo verticale (necessita di circolazione assistita)
- Ogni parte è costituita da corpo cilindrico, pompe di circolazione, evaporatore e surriscaldatore)
- Sul corpo cilindrico di BP c'è una torretta degasante
- In caso di anomalia turbina, per raffreddare il GVR sono previsti tre circuiti di *by pass*:
  - AP, che collega l'uscita del SH AP con la tubazione di uscita della turbina AP
  - RH con il condensatore
  - SH BP con il condensatore

47

## Generatore di vapore a recupero di La Spezia



48



## Altri circuiti

- Prelievo acqua calda dall'ECO MP per preriscaldare il gas naturale
- Prelievo vapore surriscaldato AP per alimento turbopompa in avviamento
- Prelievo vapore SH MP o BP per alimentare il collettore del vapore ausiliario
- Prelievo di parte del condensato al *kettle reboiler* per raffreddare l'aria di raffreddamento del TG; il vapore ulteriormente prodotto viene sfruttato nella TV BP
- A volte è previsto un condotto gas (*diverter*) tra TG e GVR

49

## Configurazione *single shaft*

- Normalmente TV in numero pari ai TG (*Single shaft*)
- Esempio:
  - Impianto da 390 MW con TG da 250 MW + TV sullo stesso albero, alternatore da 460 MVA
  - Rendimento elettrico 57%
- In altre soluzioni, si può avere un solo albero ma velocità diverse grazie a giunti meccanici

50

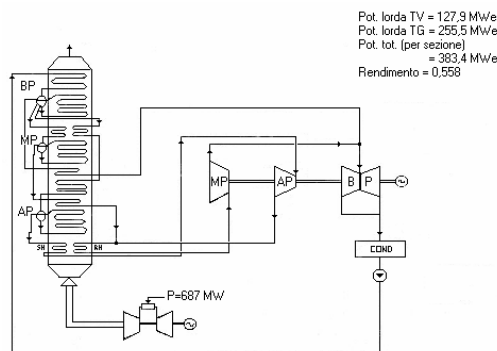


# Trasformazione da TV a CC

- Riutilizzazione di
  - sito esistente
  - infrastrutture elettriche esistenti
- Miglioramento dal punto di vista ambientale
- 4 gruppi da 320 MW trasformati in CC a pari potenza termica ( $P_t=4 \times 780$  MW):
  - solo tre gruppi possono esser trasformati, aggiungendo TG da 250 MW

53

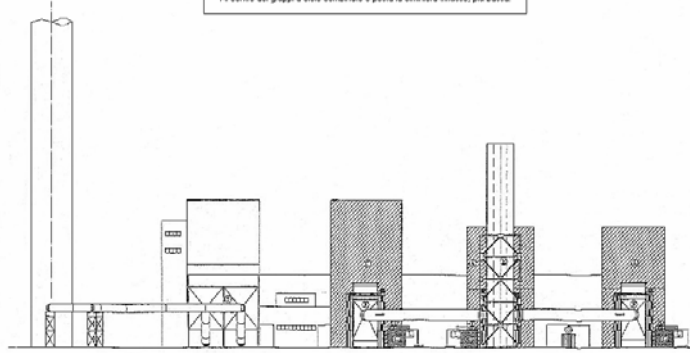
CARATTERISTICHE PRINCIPALI	SITUAZIONE ATTUALE	SITUAZIONE DOPO TRASFORMAZIONE
Potenza termica sezioni 1, 2, 3 (MWt)	2.400	2.055
Potenza termica totale (MWt)	3.200	2.855
Potenza elettrica lorda sezioni 1, 2, 3. (MWe)	960	1.150
Potenza elettrica lorda totale (MWe)	1.280	1.470
Rendimento per ogni sezione (%)	40	56 <sup>(*)</sup>
Consumo olio combustibile <sup>(**)</sup> (t/h)	280	70
Consumo gas naturale <sup>(**)</sup> (Nm <sup>3</sup> /h)	320.000	225.000+80.000



54

# Configurazione

La sezione termoflettica orizzontale, a sinistra del disegno, viene mantenuta  
I tre nuovi gruppi tubogas-GVR sostituiscono, con riduzione dei volumi, le tre  
caldaie evidenziate con tratteggio.  
Al centro dei gruppi a ciclo combinato è posta la ciminiera trifurco, più bassa.



55

# Adeguamenti necessari

- TV: le portate sono molto diverse (25%, 35% e 40% in meno per AP, MP e BP)
- Eliminazione degli stadi a azione, e riprogettazione dello stadio AP
- Eliminazione degli spillamenti
- Dati caratteristici:
  - $P_{TV}=128$  MW
  - $P_{TG}=256$  MW
  - $P_{netta}=380$  MW
  - $\eta=56\%$
- Durata: 6 mesi tra un adeguamento e l'altro; totale 40 mesi

56

# Miglioramento ambientale

	SITUAZIONE ATTUALE	SITUAZIONE DOPO TRASFORMAZIONE DI 3 SEZIONI IN CICLI COMBINATI	Δ%
Potenza termica dissipata nell'acqua condensatrice (MW) (sezioni 1, 2 e 3)	1.200	720	-40
Potenza termica tot. dissipata nell'acqua condens. (MW) (tutte le sezioni)	1.600	1.120	-30
SO <sub>2</sub> (sezioni 1, 2 e 3) (mg/Nm <sup>3</sup> )	400 <sup>(*)</sup>	0	
SO <sub>2</sub> (sezione 4) (mg/Nm <sup>3</sup> )	400 <sup>(*)</sup>	400 <sup>(*)</sup>	
SO <sub>2</sub> (totale) (t/h)	1,36	0,34	-75
NO <sub>x</sub> (sezioni 1, 2 e 3) (mg/Nm <sup>3</sup> come NO <sub>2</sub> )	200 <sup>(*)</sup>	50 <sup>(**)</sup>	
NO <sub>x</sub> (sezione 4) (mg/Nm <sup>3</sup> come NO <sub>2</sub> )	200 <sup>(*)</sup>	200 <sup>(*)</sup>	
NO <sub>x</sub> (totale) (t/h)	0,68	0,50	-26
Polveri (sezioni 1, 2 e 3) (mg/Nm <sup>3</sup> )	50 <sup>(*)</sup>	0	
Polveri (sezione 4) (mg/Nm <sup>3</sup> )	50 <sup>(*)</sup>	50 <sup>(*)</sup>	
Polveri (totale) (t/h)	0,17	0,04	-75
Fanghi ITAR (t/anno)	850	750	-10
Acqua industriale (t/anno)	500.000	450.000	-10