

CAPITOLO 2

CICLO BRAYTON

TURBINE A GAS

CICLO BRAYTON

IL CICLO TERMODINAMICO BRAYTON E' COMPOSTO DA QUATTRO TRASFORMAZIONI PRINCIPALI (COMPRESSIONE, RISCALDAMENTO, ESPANSIONE E RAFFREDDAMENTO), PIÙ ALTRE TRASFORMAZIONI ACCESSORIE CHE CARATTERIZZANO LE DIVERSE VARIANTI POSSIBILI

POICHE' NELLE TRASFORMAZIONI IL FLUIDO DI LAVORO E' SEMPRE ALLO STATO GASSOSO, IL CICLO E' DETTO A FLUIDO MONOFASE

IL FLUIDO DI LAVORO È COSTITUITO, NELLA STRAGRANDE MAGGIORANZA DELLE APPLICAZIONI, DA ARIA

CICLO BRAYTON - TURBINE A GAS

I COMPONENTI PRINCIPALI DELL'IMPIANTO SONO:

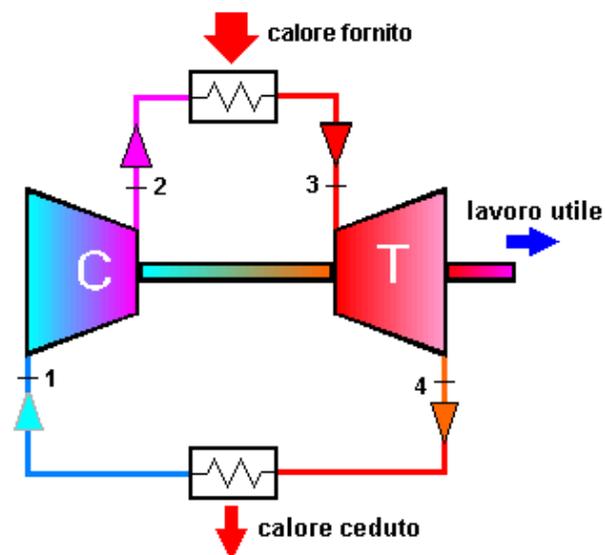
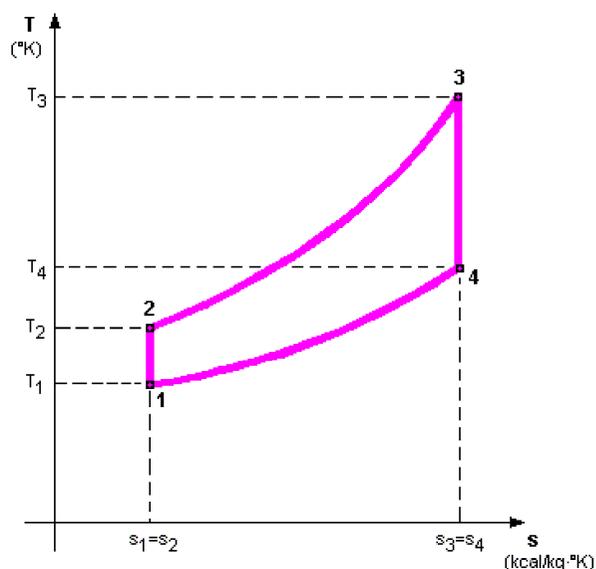
- COMPRESSORE
- COMBUSTORE
- TURBINA

IL COMPONENTE PRINCIPALE E' QUELLO CHE PRODUCE ENERGIA (MECCANICA ==> ELETTRICA) ED E' LA TURBINA, DETTA TURBINA A GAS

LA DEFINIZIONE "A GAS" E' LEGATA AL FLUIDO DI LAVORO, CHE IN TUTTE LE QUATTRO TRASFORMAZIONI E' ALLO STATO GASSOSO (E QUINDI COMPRIMIBILE)

CICLO BRAYTON - CICLO CHIUSO IDEALE

IL FLUIDO DI LAVORO COMPIE TUTTE LE QUATTRO TRASFORMAZIONI IN FORMA CICLICA, SENZA CONTATTO CON L'ESTERNO
E' UN CICLO IDEALE CHE, NELLA PRATICA, NON VIENE MAI UTILIZZATO



1-2 COMPRESSIONE ADIABATICA ISOENTROPICA

2-3 RISCALDAMENTO ISOBARO

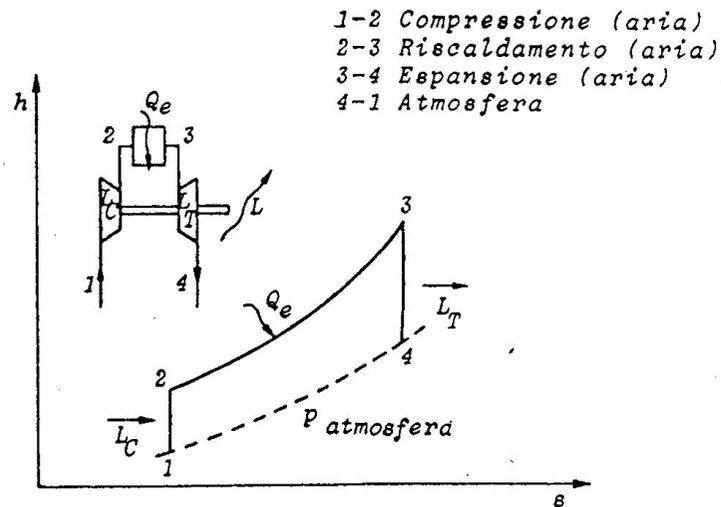
3-4 ESPANSIONE ADIABATICA ISOENTROPICA

4-1 RAFFREDDAMENTO ISOBARO

CICLO BRAYTON - CICLO APERTO CON COMBUSTIONE ESTERNA

IL FLUIDO DI LAVORO E' ARIA, CHE COMPIE LE PRIME TRE TRASFORMAZIONI E POI VIENE SCARICATA ALL'ESTERNO

DAL PUNTO DI VISTA TERMODINAMICO, LO SCARICO DELL'ARIA ALL'ESTERNO EQUIVALE AL RAFFREDDAMENTO DELLA TRASFORMAZIONE 4-1 DEL CICLO CHIUSO



CICLO BRAYTON - CICLO APERTO CON COMBUSTIONE INTERNA

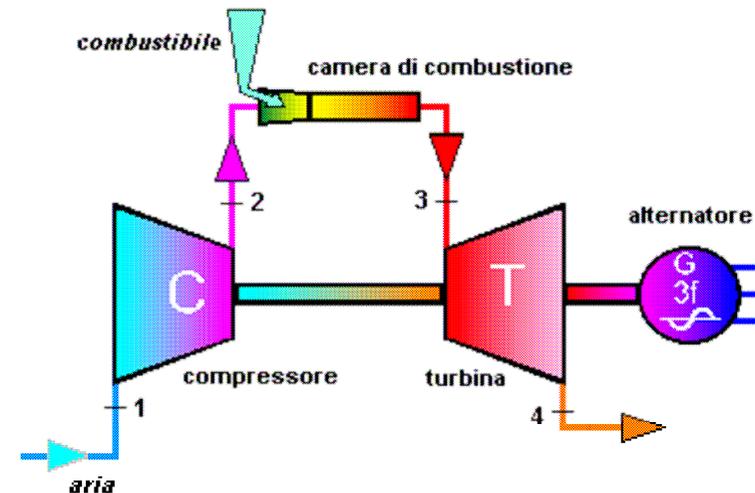
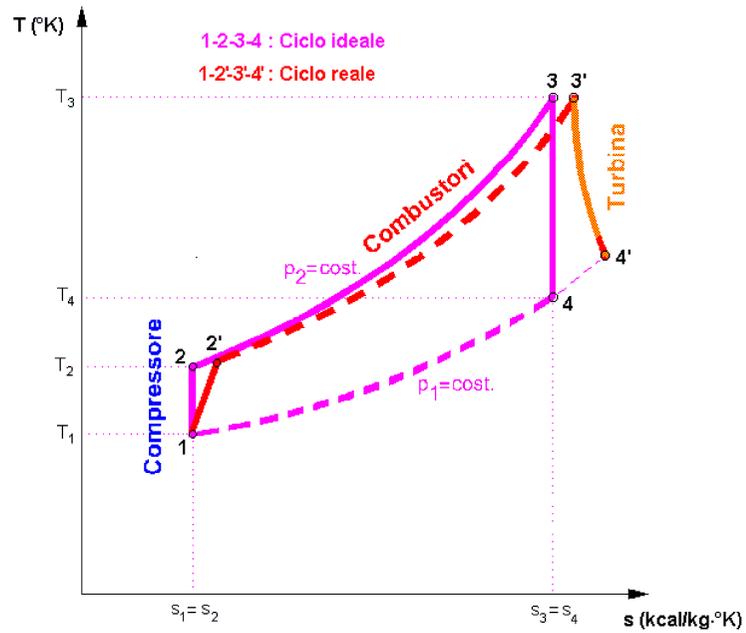
RISPETTO AL PRECEDENTE, LA FASE DI RISCALDAMENTO VIENE SOSTITUITA DALLA REAZIONE DI COMBUSTIONE FRA COMBUSTIBILE E ARIA DI LAVORO. IL FLUIDO DI LAVORO VIENE POI IMMESSO IN TURBINA E, AL TERMINE DELL'ESPANSIONE, SCARICATO ALL'ESTERNO

DAL PUNTO DI VISTA TERMODINAMICO, NON CI SONO DIFFERENZE CON IL CICLO CHIUSO E CON QUELLO APERTO CON COMBUSTIONE ESTERNA

L'ARIA DI LAVORO E' MOLTO SUPERIORE AL DOSAGGIO STECHIOMETRICO CHE SERVE PER LA COMBUSTIONE.

DOSANDO IL COMBUSTIBILE, SI OTTIENE LA DESIDERATA TEMPERATURA DI FINE RISCALDAMENTO

CICLO BRAYTON - CICLO APERTO CON COMBUSTIONE INTERNA



- 1-2 COMPRESSIONE ADIABATICA (ISOENTROPICA NEL CICLO IDEALE)
- 2-3 COMBUSTIONE ISOBARA
- 3-4 ESPANSIONE ADIABATICA (ISOENTROPICA NEL CICLO IDEALE)
- 4-1 SCARICO IN ATMOSFERA (= RAFFREDDAMENTO)

TERMODINAMICA DEL CICLO IDEALE

l_t = LAVORO USCENTE (TURBINA)

l_c = LAVORO ENTRANTE (COMPRESSORE)

q_e = CALORE ENTRANTE (COMBUSTORE)

q_u = CALORE USCENTE (SCARICO)

$$q_e = C_p (T_3 - T_2)$$

$$q_u = C_p (T_4 - T_1)$$

$$l_c = C_p (T_2 - T_1)$$

$$l_t = C_p (T_3 - T_4)$$

$$l_c + q_e - l_t - q_u = 0$$

$$q_e - q_u = l_t - l_c > 0$$

LAVORO NETTO PRODOTTO DAL CICLO

$$l = l_t - l_c$$

RENDIMENTO DEL CICLO IDEALE

$$k = C_p / C_v$$

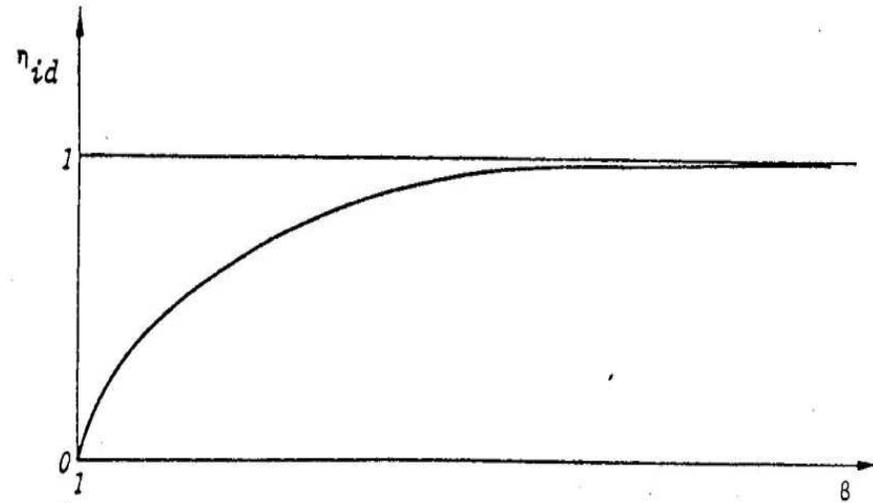
$$f = (k - 1) / k$$

RAPPORTO DI COMPRESSIONE

$$\beta = p_2 / p_1 = p_3 / p_4$$

RENDIMENTO DEL CICLO

$$\eta = 1 - T_1 / T_2 = 1 - T_4 / T_3 = 1 - \beta^{-f}$$



RENDIMENTO DEL CICLO IDEALE

IL RENDIMENTO CRESCE IN FUNZIONE DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE β E DEL RAPPORTO DI TEMPERATURE T_2/T_1 OPPURE T_3/T_4

NEL CICLO APERTO T_1 E' LA TEMPERATURA ATMOSFERICA E p_1 E' LA PRESSIONE ATMOSFERICA, PER CUI NON SONO MODIFICABILI

L'AUMENTO DEL RAPPORTO DI COMPRESSIONE SI OTTIENE AUMENTANDO LA PRESSIONE p_2 (CHE E' ANCHE LA PRESSIONE DI COMBUSTIONE E LA PRESSIONE DI INGRESSO IN TURBINA) E, CONSEGUENTEMENTE, LE TEMPERATURE T_2 E T_3

NELLA TURBINA, IN OGNI PUNTO DI OGNI PALETTA SI REGISTRA UNA TEMPERATURA COSTANTE DURANTE IL FUNZIONAMENTO. IL LIMITE ALL'INCREMENTO DI p_3 E T_3 E' DATO DAL LIMITE DI RESISTENZA MECCANICHE DELLE PALETTE DELLA SEZIONE DI INGRESSO DELLA TURBINA (DOVE CI SONO LA MASSIMA TEMPERATURA E LA MASSIMA PRESSIONE)

RENDIMENTO DEL CICLO REALE

ATTUALMENTE SI REALIZZANO CICLI BRAYTON CON TEMPERATURE MASSIME DELL'ORDINE DEI 1000-1100°C (1300 K) E PRES SIONI DI INGRESSO IN TURBINA DI CIRCA 40 BAR, CON ASPIRAZIONE E SCARICO IN ATMOSFERA (1 BAR, 300 K)

UN CICLO DI CARNOT OPERANTE FRA LE STESSE TEMPERATURE MASSIMA E MINIMA AVREBBE UN RENDIMENTO SUPERIORE AL 75%

IL RENDIMENTO DI UN CICLO BRAYTON IDEALE CARATTERIZZATO DAGLI STESSI DATI E' DEL 60% CIRCA. E' PIU' BASSO PERCHE' L'INTRODUZIONE DI CALORE AVVIENE A TEMPERATURE INFERIORI ALLA MASSIMA E LO SCARICO A TEMPERATURE SUPERIORI ALLA MINIMA

IL RENDIMENTO DELLE MACCHINE REALI E' MOLTO PIU' BASSO (max 40% circa), PER EFFETTO DI VARI TIPI DI PERDITE, DESCRITTI NEL SEGUITO

TERMODINAMICA DEL CICLO REALE

l_t = LAVORO USCENTE (TURBINA)

l_c = LAVORO ENTRANTE (COMPRESSORE)

q_e = CALORE ENTRANTE (COMBUSTORE)

q_u = CALORE USCENTE (SCARICO)

$$q_e = C_p (T_{3'} - T_{2'}) = q_{u id} / \eta_b = C_p (T_3 - T_2) / \eta_b$$

$$q_u = C_p (T_{4'} - T_{1'})$$

$$l_c = C_p (T_{2'} - T_{1'}) = l_{c id} / \eta_c = C_p (T_2 - T_1) / \eta_c$$

$$l_t = C_p (T_{3'} - T_{4'}) = l_{t id} \times \eta_t = C_p (T_3 - T_1) \times \eta_t$$

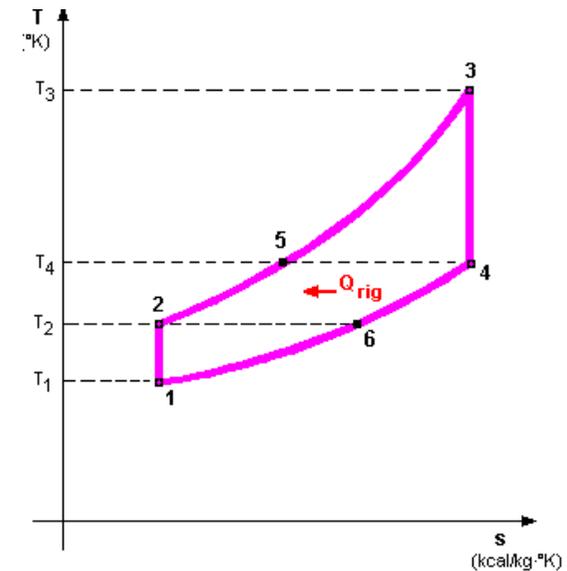
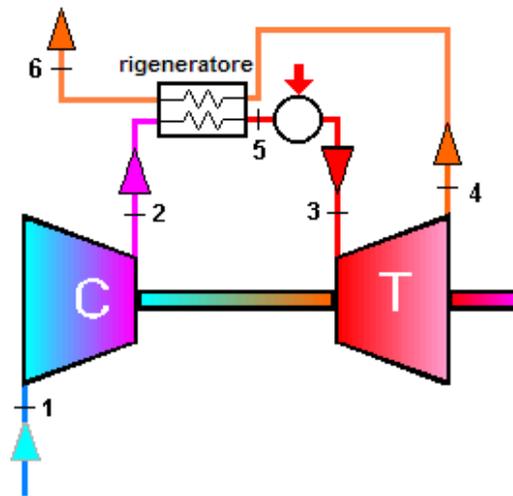
η_c E η_t SONO I RENDIMENTI COMPLESSIVI DI COMPRESSORE E TURBINA, CHE INCLUDONO IL RENDIMENTO ADIABATICO, QUELLO MECCANICO E QUELLO ELETTRICO

η_b E' IL RENDIMENTO DEL COMBUSTORE

RIGENERAZIONE

PUO' ESSERE APPLICATA AL CICLO SEMPLICE, CON LO SCOPO DI OTTENERE UN AUMENTO DI RENDIMENTO

IL FLUIDO CALDO IN USCITA DALLA TURBINA VIENE UTILIZZATO PER UN PRERISCALDAMENTO DEL FLUIDO IN USCITA DAL COMPRESSORE, PRIMA DELLA COMBUSTIONE

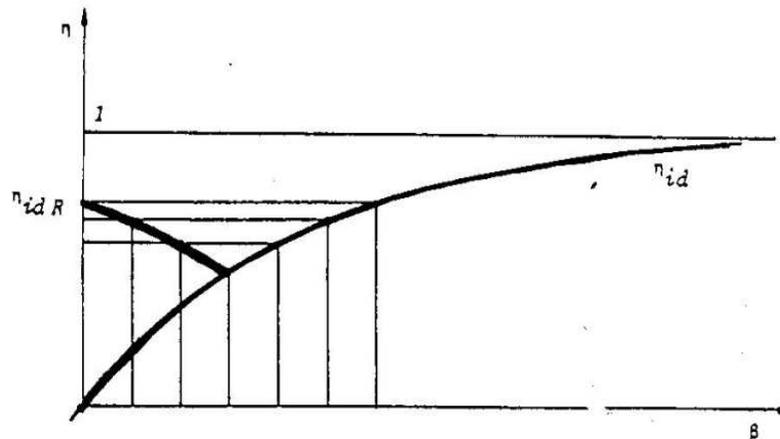


RIGENERAZIONE

PUO' ESSERE APPLICATA SOLAMENTE SE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO IN USCITA DALLA TURBINA E' PIU' ELEVATA DI QUELLA IN USCITA DAL COMPRESSORE

CIO' SI VERIFICA SOLAMENTE SE: $\beta \leq (T_4 / T_1)^{1/2f}$

DATO CHE LA RIGENERAZIONE SI APPLICA AI CICLI CON RAPPORTO DI COMPRESSIONE PIU' BASSO, ESISTERANNO COMUNQUE DEI CICLI NON RIGENERATIVI, CARATTERIZZATI DA UN β MOLTO ELEVATO, CHE HANNO RENDIMENTO SUPERIORE AI CICLI CON RIGENERAZIONE



TERMODINAMICA DEL CICLO REALE

COMPRESSIONE

LA COMPRESSIONE E' ADIABATICA, MA NON E' ISOENTROPICA. IL LAVORO TERMODINAMICO DI COMPRESSIONE E' INCREMENTATO RISPETTO A QUELLO IDEALE. SE NE TIENE CONTO COL RENDIMENTO ADIABATICO DI COMPRESSIONE η_{AC} (0,70÷0,85)

A FRONTE DI QUESTO SVANTAGGIO, NE DERIVA IL VANTAGGIO CHE L'AUMENTO DEL LAVORO TERMODINAMICO SI TRADUCE IN UNA TEMPERATURA DI FINE COMPRESSIONE PIU' ELEVATA, CONSENTENDO UN RISPARMIO NEL CALORE INTRODOTTO

IL LAVORO DI COMPRESSIONE RISULTA ULTERIORMENTE INCREMENTATO RISPETTO A QUELLO IDEALE, PER EFFETTO DELLE PERDITE MECCANICHE. SE NE TIENE CONTO COL RENDIMENTO MECCANICO η_{MC} (0,95÷0,99)

TERMODINAMICA DEL CICLO REALE

ESPANSIONE

L'ESPANSIONE E' ADIABATICA, MA NON E' ISOENTROPICA. IL LAVORO TERMODINAMICO DI ESPANSIONE E' RIDOTTO RISPETTO A QUELLO IDEALE. SE NE TIENE CONTO COL RENDIMENTO ADIABATICO DI ESPANSIONE η_{AT} (0,75÷0,92)

IL LAVORO DI ESPANSIONE RISULTA ULTERIORMENTE RIDOTTO RISPETTO A QUELLO IDEALE, PER EFFETTO DELLE PERDITE MECCANICHE E DELLE PERDITE DEL GENERATORE. SE NE TIENE CONTO COL RENDIMENTO MECCANICO η_{MT} (0,95÷0,99) E COL RENDIMENTO ELETTRICO η_E (0,94÷0,98)

TERMODINAMICA DEL CICLO REALE

COMBUSTIONE

LA COMBUSTIONE AVVIENE CON UN RENDIMENTO < 1 PERCHE':

- UNA PARTE DEL COMBUSTIBILE NON VIENE BRUCIATA DURANTE LA COMBUSTIONE
- LA CAMERA DI COMBUSTIONE DISPERDE CALORE VERSO L'ESTERNO

SE NE TIENE CONTO COL RENDIMENTO DI COMBUSTIONE η_b (0,94÷0,98)

DATO CHE SI UTILIZZA UN RAPPORTO ARIA/COMBUSTIBILE DI CIRCA 60 (MOLTO PIU' ELEVATO DEL VALORE STECHIOMETRICO CHE E' CIRCA 15 PER GLI IDROCARBURI), SI OTTIENE UN RENDIMENTO DI COMBUSTIONE ELEVATO, PERCHE' CI SONO POCHI INCOMBUSTI

PRESTAZIONI DELLE MACCHINE REALI

IL RENDIMENTO DELLE MACCHINE REALI DIPENDE FORTEMENTE DALLA TAGLIA E VARIA FRA:

- 20% CIRCA PER LE MACCHINE PIU' PICCOLE (0,5 MW)
- 40% CIRCA PER LE MACCHINE PIU' GRANDI (250 MW)

TURBINE A GAS PER IMPIEGO AERONAUTICO

LA TURBINA ESPANDE IL FLUIDO QUANTO BASTA PER TRASCINARE IL COMPRESSORE

IL FLUIDO ALLO SCARICO VIENE ESPULSO A PRESSIONE ANCORA ELEVATA E QUINDI AD ELEVATA VELOCITA'

LA SUA QUANTITA' DI MOTO (PRODOTTO MASSA x VELOCITA') VIENE EQUILIBRATA DA UNA QUANTITA' DI MOTO UGUALE ED OPPOSTA CHE FA AVANZARE L'AEREO

COMBUSTIBILI

NEI CICLI CON COMBUSTIONE INTERNA, IL COMBUSTIBILE DEVE ESSERE TALE DA NON PROVOCARE UN DANNEGGIAMENTO O UNO SPORCAMENTO DELLE PALE DELLA TURBINA

NEGLI IMPIEGHI AERONAUTICI SI USANO COMBUSTIBILI LIQUIDI (NORMALMENTE KEROSENE)

NEGLI IMPIANTI FISSI SI USA NORMALMENTE GAS NATURALE (METANO)

CONFRONTO FRA TURBINE A VAPORE E TURBINE A GAS

TURBINE A GAS:

- TAGLIA PIU' RIDOTTA (300 kW - 250 MW)
- GRANDE RAPIDITA' DI VARIAZIONE DI CARICO (AVVIAMENTO E RAGGIUNGIMENTO DELLA POTENZA MASSIMA IN 1 MINUTO CIRCA)
- RENDIMENTI PIU' RIDOTTI (MAX 40%)

TURBINE A VAPORE:

- TAGLIA MOLTO PIU' GRANDE (1 MW - 1.000 MW)
- LENTEZZA NELLE VARIAZIONE DI CARICO (PER L'AVVIAMENTO ED IL RAGGIUNGIMENTO DEL CARICO MASSIMO OCCORRONO ALCUNE ORE)
- RENDIMENTI PIU' ELEVATI (42÷44%)

COGENERAZIONE CON TURBINE A GAS

I GAS SCARICATI DALLE TURBOGAS NON VENGONO PIU' RIUTILIZZATI NEL CICLO

IL CALORE CHE POSSEGGONO PER EFFETTO DELLA LORO TEMPERATURA MOLTO ELEVATA PUO' ESSERE UTILIZZATO PER RISCALDARE DEI FLUIDI DA IMPIEGARE IN ALTRI IMPIANTI

LA TEMPERATURA MOLTO ELEVATA DEI GAS DI SCARICO CONSENTE IL LORO IMPIEGO IN COGENERAZIONE ANCHE IN CASI IN CUI SONO RICHIESTI FLUIDI A TEMPERATURA MOLTO ELEVATA

IMPIEGO DELLE TURBINE A GAS

- MOTORI A REAZIONE DI AEREI
- IMPIANTI DI PICCOLA POTENZA
- CICLI MISTI GAS-VAPORE (CON I GAS DI SCARICO A TEMPERATURA ELEVATA DELLE TURBOGAS SI RISCALDA VAPORE, CHE VIENE ESPANSO IN UNA TURBINA A VAPORE, OTTENENDO UN CICLO DAL RENDIMENTO COMPLESSIVO CHE PUO' SUPERARE ANCHE IL 50%)
- IMPIANTI DI COGENERAZIONE CON NECESSITA' DI CALORE A TEMPERATURA ELEVATA