

CORSO di
MACCHINE e SISTEMI ENERGETICI
per allievi meccanici (2° anno)

Prof: Dossena, Osnaghi, Ferrari P.

RACCOLTA DI ESERCIZI
con soluzione

5 Aprile 2004

AA: 2003 - 2004

DOMANDE TEORICHE

1. Descrivere molto sinteticamente i diversi tipi di compressori ed i loro campi di impiego.
2. Si descriva sinteticamente l'architettura di uno stadio Curtis ideale e se ne descrivano i vantaggi applicativi rispetto ad uno stadio ad azione pura.
3. Si esprima la potenza in un motore a combustione interna discutendo il significato delle grandezze introdotte.
4. Si discuta l'andamento del rendimento in un ciclo di turbina a gas ideale.
5. Disegnare lo schema impiantistico di una centrale termoelettrica a vapore surriscaldato con uno spillamento, evidenziando la funzione dei componenti
6. Quali pressioni e temperature si raggiungono orientativamente in una moderna turbina a gas? Spiegarne le motivazioni.
7. Qual è la condizione ottima di funzionamento di uno stadio ad azione di turbina a vapore o a gas? Motivare la risposta.
8. Tracciare nel piano p-v e nel piano T-s i cicli Otto e Diesel ideali e discutere le diverse trasformazioni.
9. Descrivere un impianto a vapore che preveda un surriscaldamento, uno spillamento a pressione intermedia ed un'utenza di vapore alla stessa pressione. Evidenziare sia le trasformazioni termodinamiche, sia lo schema di impianto coi relativi componenti.
10. Con riferimento ai seguenti stadi di turbomacchina dire quali sono di compressore e quali di turbina ed indicare per ciascuno se il grado di reazione è circa nullo, circa pari al 50% o addirittura maggiore di 1.
11. Ordinare i seguenti cicli motori dal punto di vista del rendimento: Ciclo Otto, Diesel, Rankine, Joule, motivando la risposta.

PRINCIPI GENERALI DI CONSERVAZIONE

1. Una macchina disposta su un asse orizzontale è alimentata da una portata di 10 kg/s di aria ($R = 287 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$, $c_p = 1004 \text{ J/kg }^\circ\text{K}$) alla pressione $P_1 = 10 \text{ bar}_A$ e alla temperatura $T_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, da un condotto circolare di diametro $D_1 = 100 \text{ mm}$. All'uscita della macchina la stessa portata di aria è nelle condizioni $P_2 = 2 \text{ bar}_A$, $T_2 = 20^\circ\text{C}$ ed è scaricata da un condotto di diametro $D_2 = 300 \text{ mm}$. Dalle pareti non adiabatiche della macchina si rileva una fuga termica verso l'esterno pari a 500 kW. Si verifichi se la macchina è motrice o operatrice e a quanto ammonta la potenza meccanica scambiata con l'esterno.

SOLUZIONE: macchina motrice, potenza = 378.5 kW

2. Una macchina è alimentata da un condotto di diametro 30 mm, da una portata di aria ($R = 287 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$, $c_p = 1004 \text{ J/kg }^\circ\text{K}$) pari a 100 g/s nelle condizioni di pressione $P_1 = 5 \text{ bar}_A$ e temperatura $T_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$. All'uscita il condotto ha diametro 50 mm e l'aria si trova a 2 bar_A e 200 °C. Supponendo la macchina isolata termicamente si calcoli la potenza reale, specificando se motrice o operatrice, ed il rendimento adiabatico.

SOLUZIONE: macchina motrice, potenza = 10.1 kW, rendimento = 0.758

3. Una macchina è alimentata da un tubo di diametro 500 mm e opera con aria ($R = 287 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$; $c_p = 1000 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$). Alla flangia di ingresso si misura una velocità di 50 m/s, una temperatura di 450 °K e una pressione di 4 bar_A. Allo scarico il fluido di lavoro si trova alla temperatura di 300 °K e alla pressione di 1 bar_A. La sezione di scarico è costituita da un tubo di diametro uguale a quello di ingresso ed è posto ad una quota di 10 m sopra la flangia di ingresso. Nella macchina si sviluppano reazioni esotermiche che producono una potenza termica di 1000 kW. Sulla base dell'applicazione del principio di conservazione dell'energia per un sistema fluente si chiede di determinare:

- Se la macchina sta operando come motrice o operatrice
- Il lavoro specifico scambiato con il fluido di lavoro
- La potenza scambiata con l'esterno

SOLUZIONE: macchina motrice, lavoro = 175.8 kJ/kg, potenza = 5.3 MW

4. Se bruciamo a pressione e temperatura ambiente un combustibile con potere calorifico inferiore pari a 10500 kcal/kg con aria in rapporto ponderale 45 rispetto al combustibile, quale temperatura adiabatica di fiamma si raggiunge assumendo per i gas combusti un $c_p = 0.24 \text{ kcal/kg}$ (costante)?

SOLUZIONE: temperatura adiabatica = 951 °C

5. Quanto vapore saturo a pressione ambiente occorre per scaldare 100 tonnellate di acqua da 30 °C fino a 100 °C, in uno scambiatore a miscela, assumendo il calore latente a 100 °C pari a 600 kcal/kg.? Supponendo di ridurre l'acqua da scaldare del 20% con la stessa quantità di vapore, quale sarà la frazione di vapore nella miscela finale?

SOLUZIONE: portata vapore = 11667 kg; frazione di vapore = 0.0255

6. Una macchina è alimentata con 10 kg/s di aria alle condizioni $P_1 = 3 \text{ bar}_A$ e $T_1 = 800 \text{ °K}$ da un condotto di sezione $S_1 = 0.1 \text{ m}^2$. La macchina fornisce all'esterno una potenza meccanica di 3 MW. Nella sezione di scarico $S_2 = 0.02 \text{ m}^2$ si misura una temperatura di 280 °K e una pressione di 1 bar_A. In ipotesi di flusso monodimensionale nelle sezioni di ingresso e uscita si vuole calcolare il calore disperso dalla macchina (aria: $c_p = 1004 \text{ J/kg °K}$; $R = 287 \text{ J/kg °K}$).

SOLUZIONE: calore disperso = 1.443 MW

7. Una macchina è alimentata da una portata di aria ($c_p = 1004 \text{ J/kg °K}$) di 8 kg/s alla temperatura di 800 °K. All'uscita dalla macchina l'aria è alla temperatura di 300 °K. La macchina è raffreddata da uno scambiatore di calore alimentato da una portata di acqua pari a 0.025 m³/s che entra nello scambiatore a 20 °C e ne esce a 45 °C. Si calcolino il lavoro meccanico e la potenza meccanica scambiate dalla macchina con l'esterno in ipotesi di differenza geodetica e differenza di quote cinetiche trascurabili tra ingresso e uscita.

SOLUZIONE: lavoro = 175.4 kJ/kg, potenza = 1.403 MW

8. Una macchina elabora aria secondo una trasformazione adiabatica isentropica tra una pressione P_1 in ingresso pari a 1 bar_A e una pressione P_2 all'uscita pari a 2 bar_A. La temperatura dell'aria in ingresso è di 300 °K. Le velocità all'ingresso e all'uscita della macchina sono rispettivamente 100 m/s e 10 m/s. Considerata una portata di 3 kg/s si calcoli il lavoro massico scambiato e la potenza scambiata, specificando se si tratta di macchina motrice o operatrice.

SOLUZIONE: macchina operatrice, lavoro = 61 kJ/kg, potenza = 183.1 kW

9. Una turbina elabora una portata di vapore di 2 kg/s e cede all'esterno un calore pari a 10 kJ/kg operando tra i punti 1 e 2 con le seguenti caratteristiche:

punto	P (bar _A)	T (°C)	Vol. spec. (m ³ /kg)	Velocità (m/s)	Entalpia (kJ/kg)
1	3	400	1.0315	50	3275
2	0.1	100	17.196	500	2687.5

Determinare la potenza meccanica fornita all'esterno e la perdita di potenza per energia cinetica allo scarico. Dimensionare le sezioni di ingresso (S_1) e di uscita (S_2) della macchina.

SOLUZIONE: potenza = 908 kW, potenza persa = 250 kW, $S_1 = 0.0412 \text{ m}^2$, $S_2 = 0.0688 \text{ m}^2$

10. In un impianto di sollevamento acqua si valuti il bilancio energetico fra due sezioni: la sezione (1) di aspirazione, di diametro $D_1 = 100 \text{ mm}$ e la sezione (2), di mandata di diametro $D_2 = 80 \text{ mm}$, posta ad una quota di 500 m sopra la (1). Supponiamo uguali le due pressioni e assumiamo una portata è di 100 l/s. L'acqua all'ingresso della pompa ha una temperatura di 45°C, e tra le sezioni a monte e a valle della pompa si misura una differenza di temperatura di 0.5°C. Si determini la potenza assorbita dalla pompa e il rendimento idraulico. A valle della pompa si installa uno scambiatore di calore che riporta l'acqua alla stessa temperatura che aveva all'ingresso della pompa. Il lato freddo dello scambiatore è alimentato

da acqua a 15°C che si riscalda fino ad una temperatura di 35°C. Quale sarà la portata di acqua di raffreddamento necessaria allo scambiatore? (Cal. spec. Acqua = 4186 J/kg°C)

SOLUZIONE: potenza assorbita = 711.5 kW, $\eta = 0.706$, portata raffreddamento = 2.5 l/s

11. Una macchina termica opera con aria. All'ingresso della macchina l'aria è caratterizzata da una temperatura di 75 °C. All'interno della macchina l'aria è scaldata, attraverso uno scambiatore a superficie, da un bruciatore nel quale si iniettano 0.1 Kg/s di combustibile caratterizzato da un potere calorifico inferiore PCI = 10000 Kcal/Kg. All'uscita della macchina l'aria ha una temperatura di 250 °C. La macchina opera adiabaticamente, e fornisce all'esterno una potenza utile di 2 MW. Trascurando le differenze di velocità e di quota in ingresso e in uscita, si calcoli la portata di aria. ($C_{p\text{aria}}=1004 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$)

SOLUZIONE: portata massica aria = 12.44 kg/s

MOTO IN CONDOTTI

1. Calcolare la portata di aria ($R=287 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$; $C_p=1004 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$) di un foro di sezione 10 cm^2 praticato nella parete di un serbatoio, nota la temperatura e la pressione relativa nel serbatoio stesso (50 C° e 0.6 bar) e assumendo nulla la pressione relativa esterna. Applicare un coefficiente riduttivo $\phi = 0.8$ alla velocità ideale per tenere conto della geometria del foro.

SOLUZIONE: portata isentropica = 0.355 kg/s; portata reale = 0.284 kg/s

2. In un condotto ad asse orizzontale di diametro 100 mm passano 200 l/s di acqua. Nell'ipotesi di aumentare il diametro del tubo a 200 mm quale variazione (recupero) di pressione si ottiene, trascurando le perdite?

SOLUZIONE: $\Delta p = 3.04 \text{ bar}$

3. Un serbatoio è posto ad una quota di 25 metri dal suolo e ad una pressione pari a quella atmosferica. In assenza di perdite si calcoli la portata di acqua fluente da un condotto di diametro $D = 200 \text{ mm}$, lunghezza 50 m , che termina con un ugello di diametro $d = 80 \text{ mm}$ posto a livello del suolo che scarica in ambiente atmosferico. Si determini inoltre la pressione nel tubo immediatamente prima dell'ugello.

Supponendo ora le seguenti fonti di perdite localizzate: 5 curve a 90° (ciascuna con coefficiente di perdita localizzato $\zeta = 0.3$; ($\zeta = n^\circ$ quote cinetiche perse)), valvola di aspirazione con filtro ($\zeta = 0.8$) ed il coefficiente di perdita per attrito nel tubo $\lambda = 0.01$.

- a) Si calcoli il diametro necessario al boccaglio per ottenere la stessa portata calcolata in precedenza.
- b) Si calcoli il diametro al boccaglio necessario per ottenere la stessa portata calcolata in precedenza con una condotta di diametro = 150 mm .

*SOLUZIONE: portata = 111.3 l/s, pressione = 2.39 bar
a) diametro ugello = 82.7 mm, b) diametro ugello = 93.1 mm*

4. Un impianto a circuito chiuso è alimentato da una pompa caratterizzata da un rendimento idraulico di 0.6 . La velocità dell'acqua nei tubi è di 6 m/s . Il diametro della condotta è di 100 mm e dà origine ad una perdita di carico distribuita pari a 150 quote cinetiche del flusso. Si calcoli:

- La potenza assorbita dalla pompa.
- Il riscaldamento (ΔT) dell'acqua nell'attraversamento della pompa, dovuto al lavoro dissipato.
- Volendo mantenere il circuito a temperatura costante si valuti la portata di acqua necessaria ad uno scambiatore di calore che ammetta sul lato freddo un riscaldamento dell'acqua di refrigerazione di 10°C .

SOLUZIONE: potenza = 212 kW, $\Delta T = 0.43 \text{ }^\circ\text{C}$, portata di raffreddamento = 2.03 l/s

5. Siano dati due serbatoi di acqua di volume molto grande, posti ad un dislivello di 10 m . Nel primo serbatoio, posto inferiormente, la pressione assoluta è di 2.5 bar . Nel secondo la

pressione assoluta è di 0.5 bar. Considerando un diametro della condotta pari a 250 mm e una sommatoria delle perdite di carico pari a 50 quote cinetiche (compresa la perdita allo sbocco e supponendo che all'imbocco non vi siano perdite) si calcoli la portata che fluisce a regime nell'impianto, precisando in quale senso.

SOLUZIONE: portata = 99.1 l/s

6. Un ugello (di turbina) semplicemente convergente espande aria dalle condizioni $P_1 = 1.5 \text{ bar}_A$, $T_1 = 300 \text{ °K}$ alle condizioni $P_2 = 1 \text{ bar}_A$. Considerando la sezione di scarico pari a 0.01 m^2 , calcolare la portata smaltita nelle ipotesi di espansione adiabatica isentropica e di trasformazione adiabatica reale con rendimento adiabatico pari a 0.7.

SOLUZIONE: portata isentropica = 3.35 kg/s, portata reale = 2.70 kg/s

7. Un condotto convergente - divergente (venturimetro) ha un diametro in ingresso di 1 m e un diametro minimo di 0.5 m. Nota la pressione all'ingresso del venturi $P_1 = 1 \text{ bar}_A$, si valuti in ipotesi ideali operando con un acqua, per quale portata volumetrica si avrà pressione nulla nella sezione minima?

SOLUZIONE: portata = 2.87 m³/s

8. Un ugello convergente - divergente espande in modo isentropico da un serbatoio, alle condizioni $P_0 = 1.5 \text{ bar}_A$ e $T_0 = 300 \text{ °K}$, a un ambiente a valle nel quale la pressione varia lentamente da 1.5 bar a 0.25 bar. Si calcoli densità, temperatura e portata in uscita dall'ugello considerando la sezione allo scarico pari a 0.01 m^2 e le seguenti condizioni di pressione allo scarico: 1.4, 1.1, 0.9, 0.85, 0.825, 0.80, 0.79, 0.75, 0.7, 0.6, 0.5, 0.25 bar_A .

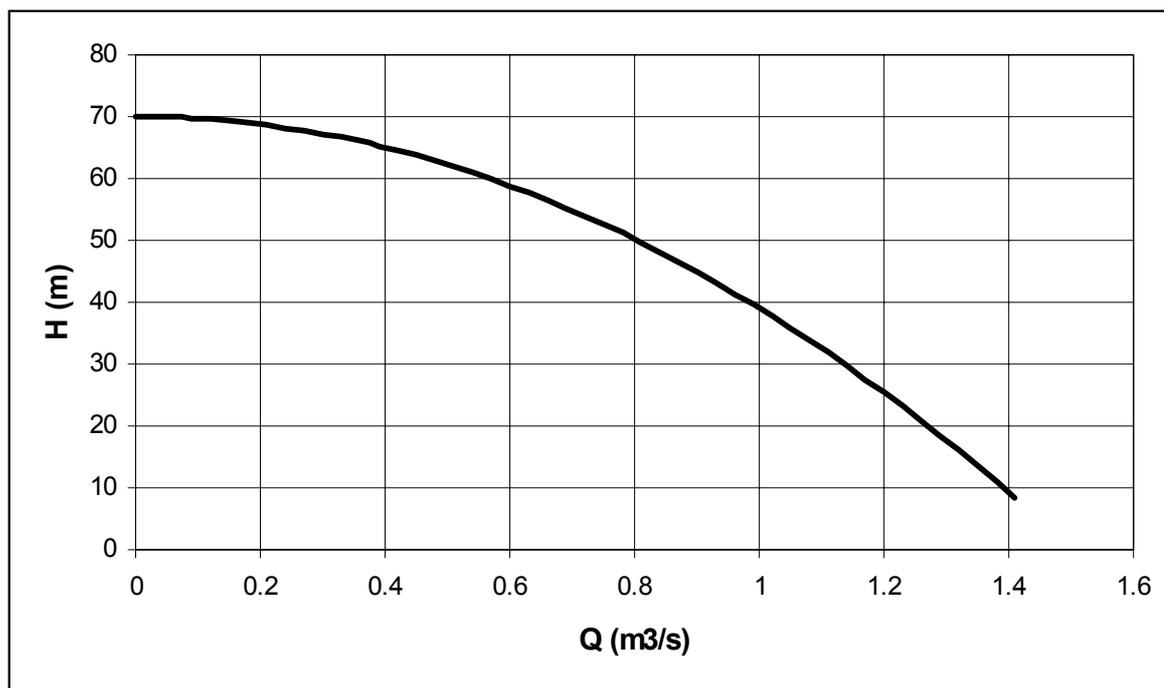
Si diagrammi l'andamento delle grandezze sopra descritte in funzione del rapporto P_1/P_0 .

SOLUZIONE:

P_1/P_0	t_1	ρ_1	v_1	portata
0.9333	294.14	1.6584	108.46	1.7988
0.7333	274.55	1.3960	226.07	3.1561
0.6000	259.24	1.2096	286.08	3.4606
0.5667	255.04	1.1613	300.47	3.4892
0.5500	252.87	1.1368	307.62	3.4969
0.5333	250.66	1.1121	314.77	3.5004
0.5267	249.76	1.1021	317.62	3.5006
0.5000	246.08	1.0620	329.06	3.4945
0.4667	241.27	1.0109	343.41	3.4715
0.4000	230.87	0.9055	372.58	3.3738
0.3333	219.15	0.7950	402.93	3.2032
0.1667	179.76	0.4846	491.38	2.3812

IMPIANTI E SIMILITUDINE IDRAULICA: TURBINE E POMPE

1. La pompa centrifuga la cui caratteristica è riportata in figura aspira acqua da un serbatoio alla pressione assoluta $p_a = 0.8 \text{ bar}_A$ e la invia ad un serbatoio in pressione a 2 bar_A il cui pelo libero è posto ad una quota di 10 m sopra il pelo libero del bacino di aspirazione. Si consideri la tubazione del diametro di 500 mm e una perdita complessiva in aspirazione pari a 10 quote cinetiche e in mandata pari a 20 quote cinetiche. Si valuti il punto di funzionamento e si stimi la massima altezza di aspirazione della pompa considerando un NPSH richiesto di 4 m e un valore della somma tensione di vapore più pressione dei gas disciolti pari a 250 mm di colonna di acqua.



SOLUZIONE: portata = 0.828 m³/s, prevalenza = 49.4 m, quota max asp. = -5.16 m.

2. Una turbina Pelton è collegata ad un alternatore con velocità di sincronismo di 600 Rpm. Il salto motore disponibile è di 500 m e la portata è di 2 m³/s. Si calcoli il diametro della ruota in condizioni di massimo rendimento e macchina ideale. Assegnato un angolo di scarico della palettatura $\beta_2 = 160^\circ$, calcolare potenza e rendimento della macchina.

SOLUZIONE: diametro = 1.576 m, potenza = 9.51 MW, rendimento = 0.97

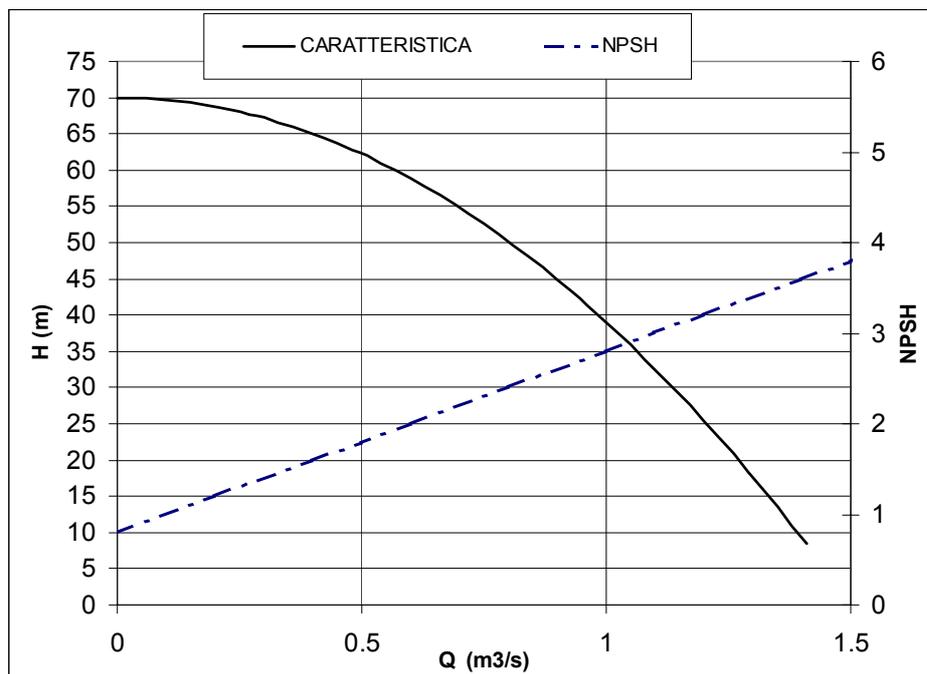
3. Si vuole realizzare un modello in scala della macchina descritta nel punto precedente, rispettando i seguenti limiti indicati dal laboratorio di prova:
- Salto motore: 50 m.
 - Velocità di rotazione: 1500 Rpm
- Si calcoli la portata necessaria e il diametro del modello.

SOLUZIONE: diametro modello = 0.199 m, portata modello = 10.1 l/s

4. Cosa misura e a cosa serve il Net Positive Suction Head (NPSH) nelle macchine idrauliche? Nel caso una turbina idraulica abbia un NPSH pari a 3 metri di colonna d'acqua, qual è la massima quota alla quale è possibile porre la macchina rispetto al pelo libero del bacino di scarico posto a pressione atmosferica? (assumere la tensione di vapore dell'acqua $p_v = 0.02$ bar e trascurare le perdite).

SOLUZIONE: quota massima = 7.13 m

5. In un impianto petrolchimico è installata la pompa centrifuga la cui caratteristica è riportata in figura. L'impianto, che elabora un fluido la cui tensione di vapore è di 1.5 m e la cui densità è 900 kg/m^3 , è costituito da:



- un serbatoio di aspirazione alla pressione assoluta di 0.3 bar il cui pelo libero è alla quota di 10 m sul livello del suolo.
- un serbatoio di mandata alla pressione di 2.3 bar assoluti il cui pelo libero è posto ad una quota di 5 metri sul livello del suolo.
- Una tubazione del diametro di 350 mm che origina una perdita di carico pari a 5 quote cinetiche sul ramo di aspirazione del circuito e 15 quote cinetiche sul lato di mandata.

Si richiede di valutare:

1. Il punto di funzionamento.
2. La massima quota di installazione della pompa rispetto al livello del suolo al fine di garantire un funzionamento esente da cavitazione.

SOLUZIONE: portata = $0.61 \text{ m}^3/\text{s}$, prevalenza = 58.8 m, quota max. di aspirazione = -0.4 m

6. I dati di progetto di una ruota Pelton siano: Salto motore = 800 m, Portata = $4 \text{ m}^3/\text{s}$, diametro medio della ruota $D = 2.5$ m. Trascurando gli attriti, considerando il getto ideale e l'angolo di scarico dalle pale $\beta_2 = 160^\circ$, calcolare:

- coppia motrice all'avviamento ($\omega = 0$),
- coppia e velocità nelle condizioni di ottimo rendimento,
- velocità di fuga (carico nullo).

SOLUZIONE: coppia avviamento = 1215060 Nm; giri di fuga = 957.1 Rpm
condizioni ottimali: coppia = 607530 Nm, Rpm = 478.6,

7. Una pompa aspira da un serbatoio in cui il pelo libero è ad un'altezza di 2 m dal suolo e in cui è contenuta acqua alla pressione assoluta di 0.5 bar. Considerata una tensione di vapore pari a 0.05 bar, un NPSH richiesto dalla pompa di 4.5 metri di colonna d'acqua (m.c.a.), una perdita localizzata in aspirazione di 1 m.c.a. e una perdita distribuita in aspirazione di 1.5 m.c.a., si valuti la quota massima di installazione della pompa.

SOLUZIONE: quota massima = - 0.413 m.

8. Una pompa centrifuga di diametro esterno 450 mm, alla velocità di rotazione di 3000 Rpm, eroga una portata di 1 m³/s fornendo una prevalenza di 10 m.
- Ricavare il corrispondente punto di funzionamento alla velocità di rotazione di 1500 Rpm.
 - Si vuole valutare il punto di funzionamento corrispondente per una macchina geometricamente simile caratterizzata da un diametro di 300 mm e una velocità di rotazione di 5000 Rpm.
 - Sotto quali ipotesi si può ritenere valida la soluzione ricavata al punto b)?

SOLUZIONE: a) portata = 0.5 m³/s, prevalenza = 2.5 m
b) portata = 0.4938 m³/s, prevalenza = 12.35 m

9. Una turbina idraulica (denominata 1) lavora con salto motore $H_1 = 50$ m e portata $Q_1 = 10$ m³/s. Un modello (denominato 2) in similitudine lavora con un salto $H_2 = 10$ m e portata $Q_2 = 100$ l/s. Qual è il rapporto tra il numero di giri e i diametri delle due macchine? Se il modello fornisce una potenza pari a 9 kW, quale è la potenza della macchina reale?

SOLUZIONE: $Rpm_2/Rpm_1 = 3.$, diametro $_2$ / diametro $_1 = 0.15$, potenza $_1 = 4500$ kW

10. Di un impianto idroelettrico basato sull'applicazione di una turbina Pelton sono note le seguenti caratteristiche:
Caduta disponibile H_m : 600 m
Portata disponibile: 4 m³/s
Velocità di sincronismo dell'alternatore: 750 Rpm
Angolo della palettatura allo scarico: 160° (dalla direzione tangenziale positiva)
- Si disegnino i triangoli di velocità in ingresso e uscita alla macchina, si calcoli il diametro, la potenza prodotta, e il rendimento idraulico in ipotesi di macchina ideale (assenza di attriti) ottimizzata.
 - Nel caso si voglia ridurre il salto motore a 500 m senza modificare la geometria ed i giri della macchina, si disegnino i nuovi triangoli di velocità e si calcoli la nuova portata e il nuovo rendimento.
 - Con riferimento al punto b, si richiede inoltre una verifica della macchina da effettuarsi su di un modello da laboratorio il cui impianto è definito dalle seguenti caratteristiche:
 - Caduta disponibile H_{lab} : 30 m

- Diametro del modello: 250 mm

Si chiede di definire la portata necessaria ad alimentare l'impianto di prova, la velocità di rotazione del modello e la potenza del freno da installare nell'impianto di prova.

SOLUZIONE: a) diametro macchina = 1.38 m, potenza = 22.83 MW, $\eta = 0.97$
 b) portata = 3.65 m³/s, potenza 17.2 MW, $\eta=0.961$
 c) portata = 0.029 m³/s, potenza 8.3 kW, Rpm = 1014

11. Si vuole dimensionare di massima una turbina Pelton in base ai seguenti dati di progetto:

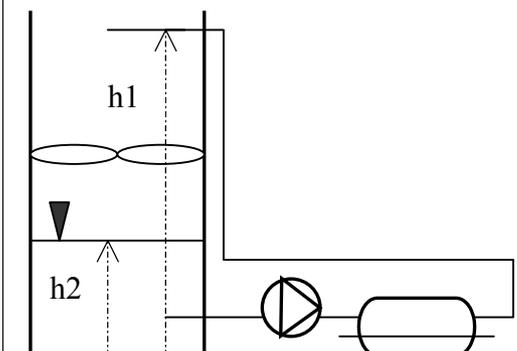
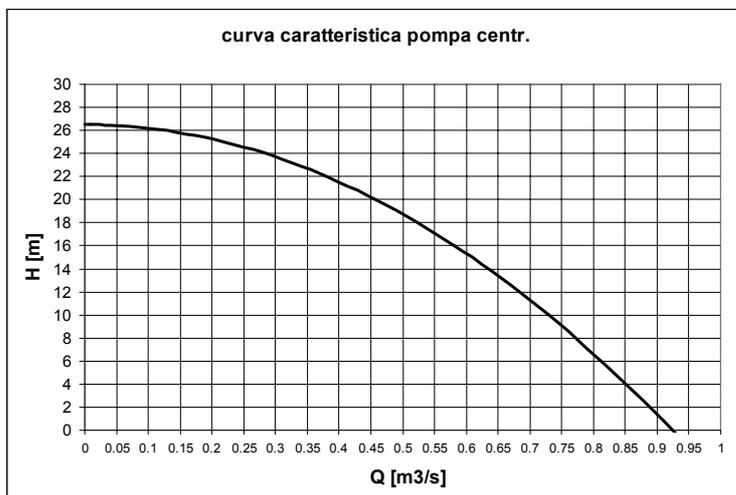
- Salto motore: $H = 700$ m
- Portata di acqua: $Q = 8.2$ m³ / s
- Coeff. riduttivo della velocità assoluta: $\varphi = 0.96$
- Coeff. riduttivo della velocità relativa: $\psi = 0.96$
- rendimento volumetrico: $\eta_v = 0.99$
- rendimento organico: $\eta_o = 0.98$
- rendimento dell'alternatore: $\eta_a = 0.97$
- angolo di scarico: $\beta_2 = 170^\circ$

Ipotizzando una velocità di rotazione pari a 500 Rpm e un rapporto diametro getto/diametro medio ruota (d/D) compreso fra 0.06 e 0.07, determinare in condizioni ottimali:

- Diametro medio della girante, numero e diametro dei getti.
- I triangoli della velocità all'ingresso e all'uscita della girante.
- Il rendimento idraulico della turbina e la potenza elettrica che la turbina può erogare

SOLUZIONE: a) diametro girante = 2.149 m, diametro getti = 0.1362 m, numero getti=5
 b) $V_1 = 112.5$ m/s, $U = 56.25$ m/s, $V_{2,ax} = 9.4$ m/s, $V_{2,t} = 3.$ m/s
 c) rendimento idraulico = 0.896, potenza elettrica = 47.5 MW

12. Una pompa centrifuga è installata sul circuito di raffreddamento di un condensatore predisposto per assorbire una potenza termica di 15 MW. L'acqua calda, dopo avere attraversato il condensatore viene inviata ad una torre di raffreddamento. L'ingresso dell'acqua nella torre è posto in una vasca il cui pelo libero, a pressione atmosferica, è mantenuto ad una quota $h_1 = 7$ m. L'acqua raffreddata viene raccolta sotto la torre in una vasca da cui aspira la pompa e il cui pelo libero, a pressione atmosferica, è mantenuto ad una quota $h_2 = 2$ m. Considerato che il circuito, costituito da tubi di diametro $D = 300$ mm, dà origine ad una perdita di carico complessiva di 10 quote cinetiche, di cui 5 a monte e 5 a valle della pompa si valuti:



- a) Il punto di funzionamento e l'incremento di temperatura dell'acqua di raffreddamento nell'attraversamento del condensatore (ΔT).
- b) La massima quota di installazione (h_{max}) della pompa rispetto al terreno, considerato un NPSH richiesto dalla macchina pari a 3 m ed un valore della pressione di vapore e dei gas disciolti pari a 0.04 bar.

SOLUZIONE: a) portata = 0.403 m³/s, prevalenza = 21.54 m, $\Delta T=8.9$ °C
 b) $h_{max}=0.65$ m

13. Una turbina idraulica elabora una portata di 10 m³/s; la sezione di uscita della macchina è 1 m². Supponendo nota e pari a 0.2 bar la depressione massima nella macchina rispetto alla sezione di scarico, valutare la quota di installazione della macchina se si aggiunge allo scarico un diffusore ideale (perdite per attrito ed energia cinetica allo scarico trascurabili) perché la pressione minima nella macchina non scenda sotto il valore $p_{min}=0.15$ bar_A.
 Ipotizzando nulla la tensione di vapore, una volta installata la macchina a tale quota, per quale portata la macchina inizierà a cavitare?

SOLUZIONE: altezza massima = 1.66 m, portata massima = 11.4 m³/s

14. Il funzionamento di una pompa centrifuga alla velocità di rotazione di 1500 Rpm è descritto dalla curva caratteristica:

Q (m ³ /h)	H (m)	η
0	31	
50	30.6	44
100	29.4	70
150	27.4	78
200	24.6	75
250	21	70

L'impianto è definito da un dislivello geodetico di 22 m e da una misura sperimentale in cui si rileva una prevalenza richiesta pari a 24 m a una portata di 100 m³/h. Si ipotizzi la curva di impianto parabolica.

- a) Determinare il punto di funzionamento e la potenza assorbita dalla macchina.
- b) Immaginando di regolare la portata sull'impianto attraverso la velocità di rotazione, si chiede di determinare il punto di funzionamento a 1750 Rpm e la potenza assorbita nella nuova condizione in similitudine con la precedente.

SOLUZIONE: a) portata = 158.1 m³/h, prevalenza = 27 m, potenza = 15. kW.
 b) portata = 184.5 m³/h, prevalenza = 36.75 m, potenza = 23.8 kW.

15. Di un impianto idroelettrico basato sull'applicazione di una turbina Pelton sono note le seguenti caratteristiche:

- Caduta disponibile h_m : 800 m
- Portata disponibile: 6 m³/s

Da un'analisi dei diagrammi caratteristici si decide di installare una macchina a 3 ugelli con numero di giri caratteristico $\omega_s = 0.154$ (definito in unità del S.I), cui corrisponde un rendimento totale $\eta_{tot} = 0.88$. In ipotesi di macchina ottimizzata e ugello ideale, oppure a partire dal diagramma di Cordier (da cui si ricava $D_s = 9.2$), si richiede:

- a) il calcolo della potenza utile, della velocità di rotazione e del diametro della macchina.
 b) Il committente richiede inoltre una verifica sulle prestazioni della macchina da effettuarsi su di un modello da laboratorio il cui impianto è definito dalle seguenti caratteristiche:

- Caduta disponibile h_{lab} : 20 m
- Potenza del freno: 5 KW

Si chiede di definire il diametro del modello, la portata necessaria ad alimentare l'impianto di prova e la velocità di rotazione. Inoltre in caso di rottura del freno, a che velocità di rotazione si porterà il modello?

SOLUZIONE: a) potenza = 41.44 MW, Rpm = 500.6, diametro = 2.39 m

b) diametro = 0.417 m, portata = 0.029 m³/s, Rpm = 453, Rpm_{max} = 906

16. Di un impianto idroelettrico basato sull'applicazione di una turbina Francis sono note le seguenti caratteristiche:

- Caduta disponibile h_m : 120 m
- Velocità di rotazione n : 600 Rpm
- Portata disponibile: 2.5 m³/s
- Grado di reazione χ : 0.53
- Rendimento idraulico η_y : 0.94
- Coeff. di velocità periferica K_p : 0.75

- a) Assumendo la seguente definizione per il grado di reazione $\chi = 1 - \frac{V_1^2}{2L_i}$, si determini

il numero di giri caratteristico ω_s (definito in unità del S.I.), la velocità V_1 allo scarico dello statore e il diametro della macchina.

- b) Il committente richiede inoltre una verifica preliminare sulle prestazioni della macchina da effettuarsi su di un modello da laboratorio il cui impianto è definito dalle seguenti caratteristiche:

- Caduta disponibile h_m : 10 m
- Diametro del modello: 0.25 m

Si chiede di calcolare la portata necessaria ad alimentare l'impianto di prova e la potenza richiesta al freno motore del modello.

SOLUZIONE: a) $\omega_s = 0.494$, $V_1 = 33.26$ m/s, diametro = 0.794 m

b) portata = 0.0715 m³/s, potenza = 6.59 kW

PROGETTO DI POMPE VENTILATORI E TURBINE IDRAULICHE

1. Un ventilatore centrifugo elabora nel punto di progetto una portata volumetrica pari a $2 \text{ m}^3/\text{s}$ ed una prevalenza manometrica di 1200 Pa a 1500 Rpm .
 - a) Si richiede la potenza assorbita dal ventilatore assumendo un rendimento pari a 0.8 .
 - b) Si vuole verificare il progetto su di un modello di laboratorio in scala $1:2$. Il motore disponibile in laboratorio ha una potenza di 1 kW . Si calcoli il numero di giri del modello e il punto di funzionamento in similitudine.

SOLUZIONE: a) potenza = 3 kW ,
b) $Rpm = 3302$, portata = $0.55 \text{ m}^3/\text{s}$, prevalenza = 1454 Pa .

2. Un ventilatore centrifugo a pale radiali eroga una portata di aria in condizioni standard (Pressione atmosferica e temperatura pari a 15°C) pari a $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ ed una prevalenza pari a 5 kJ/kg con un rendimento di 0.7 . Considerata una velocità di rotazione di 3000 Rpm , si calcoli l'incremento di pressione totale. Assegnata inoltre un'altezza di pala allo scarico di 10 mm , si calcoli l'angolo assoluto allo scarico della girante e la potenza richiesta al motore elettrico.

SOLUZIONE: diametro = 0.538 m , $\alpha_2 = 21^\circ.25$, potenza = 4.84 kW

3. Un ventilatore assiale è costituito dal solo rotore di diametro medio $D_m = 1 \text{ m}$, altezza di pala $H = 200 \text{ mm}$ (costante), ed elabora una portata di aria in condizioni standard pari a $10 \text{ m}^3/\text{s}$ con velocità di rotazione pari a 750 Rpm . Le pale rotoriche sono costituite da profili aerodinamici che deflettono il flusso di 20° . Trovare la prevalenza manometrica del ventilatore e la potenza assorbita, supponendo un rendimento total/total dell' 80% .

SOLUZIONE: prevalenza manometrica = 773 Pa , potenza assorbita = 9.66 kW

4. Un ventilatore centrifugo a pale radiali è caratterizzato da una velocità di rotazione di 1500 Rpm e da un diametro allo scarico girante di 500 mm . L'altezza di pala allo scarico è 25 mm , e la portata nominale di aria in condizioni standard è di $1.5 \text{ m}^3/\text{s}$. Si determini:
 - a) Il triangolo di velocità allo scarico, il ΔP totale alla mandata e la potenza richiesta al motore in ipotesi di macchina ideale.
 - b) Si vuole inoltre costruire un prototipo in scala dimensionale doppia che elabori una portata pari al doppio della precedente. A che numero di giri dovrà girare il prototipo per operare in similitudine con la macchina originale? Quale potenza sarà richiesta al motore nelle condizioni di similitudine sopra determinate?

SOLUZIONE: a) $\Delta P_t = 1881 \text{ Pa}$, $\alpha_2 = 44.2^\circ$, potenza = 2.82 kW
b) $Rpm = 375$, potenza = 1.41 kW

5. Una turbina di piccola taglia, caratterizzata da un diametro pari a 30 cm , è montata su una parete che separa due ambienti tra i quali regna una differenza di pressione di 3 mm di colonna di acqua (aria in condizioni standard). Supponendo le pale rettilinee, inclinate di 45 gradi e nulli tutti gli attriti, quale velocità di rotazione raggiungerà la ventola?

SOLUZIONE: $Rpm = 442.2$

6. Una pompa centrifuga a pale rivolte all'indietro con un angolo della palettatura allo scarico pari a 135 gradi, ha un diametro di 300 mm, ruota a 1500 Rpm, ha una altezza di pala allo scarico di 10 mm ed elabora una portata di 360 m³/h.
- Si disegni il triangolo di velocità allo scarico della macchina e si calcoli il lavoro Euleriano.
 - Ipotizzando rotore e diffusore ideali e considerando all'uscita della macchina una flangia di scarico con un diametro di 200 mm, si valuti la pressione statica sulla flangia di scarico se la pompa aspira a pressione atmosferica.
 - Considerando un rendimento idraulico pari 0.7, si calcoli la prevalenza fornita e il riscaldamento dell'acqua nell'attraversamento della macchina.

SOLUZIONE: a) *velocità periferica* = 23.56 m/s, *velocità radiale* = 10.61 m/s, *velocità tangenziale* = 12.95 m/s, *Lavoro euleriano* = 305.2 J/Kg
b) *Pressione statica relativa* = 300099 Pa.
c) *prevalenza* = 213615 Pa, $\Delta T = 0.0219$ °C.

7. Si deve progettare il rotore di una pompa assiale. Il rotore ruota a 1000 Rpm, deve fornire una prevalenza utile di 11.75 metri e una portata di 0.94 m³/s. Lo spazio a disposizione permette di avere un diametro alla base della palettatura di 200 mm e un diametro all'apice di 400 mm. Si consideri costante la componente assiale della velocità e si ipotizzi un rendimento idraulico di 0.7.
- In ipotesi monodimensionali, valutate sul raggio medio, si disentino i triangoli della velocità in grado di realizzare le prestazioni richieste supponendo assiale la direzione del flusso in ingresso al rotore.
 - Si tracci uno schizzo di massima evidenziando la metodologia per la definizione del profilo di mezzeria.

SOLUZIONE: a) *velocità periferica* = 15.7 m/s, *velocità assiale* = 9.97 m/s, *velocità tangenziale* = 10.48 m/s, $\beta_1 = 147.6^\circ$, $\beta_2 = 117.6^\circ$, $\alpha_2 = 43.6^\circ$

8. Di una pompa centrifuga operante con acqua sono noti:
- Rpm = 2000
 - Angolo della pala allo scarico (β_2) = 142°
 - Altezza di pala (h, costante) = 30 mm
 - Diametro della girante allo scarico (D_2) = 140 mm
 - Diametro della girante in ingresso (D_1) = 70 mm
 - Diametro della flangia di mandata (D_f) = 250 mm
 - Portata volumetrica (Q) = 50 l/s
 - Rendimento idraulico globale = 0.52
 - Pressione statica nella sezione di ingresso della girante (P_1) = 2 bar_R
- Calcolare le velocità allo scarico girante, la potenza entrante nella girante e la pressione statica alla flangia di mandata.
 - Si svolga lo stesso esercizio nel caso in cui sia $\beta_2 = 90^\circ$ e $\beta_2 = 52^\circ$ e si confrontino i risultati così ottenuti.

SOLUZIONE:

<i>caso</i>	<i>Velocità periferica (m/s)</i>	<i>Velocità radiale (m/s)</i>	<i>Velocità tangenziale (m/s)</i>	<i>Potenza (kW)</i>	<i>Pressione mandata (bar_R)</i>
<i>A</i>	<i>14.66</i>	<i>3.8</i>	<i>9.8</i>	<i>7.2</i>	<i>3.03</i>
<i>B (β₂ = 90°)</i>	<i>14.66</i>	<i>3.8</i>	<i>14.66</i>	<i>10.75</i>	<i>3.4</i>
<i>B (β₂ = 52°)</i>	<i>14.66</i>	<i>3.8</i>	<i>17.62</i>	<i>12.92</i>	<i>3.62</i>

9. Un ventilatore centrifugo a pale rivolte all'indietro, operante con aria in condizioni standard, è caratterizzato da:

- Angolo della palettatura allo scarico = 125°
- Lavoro richiesto = 125 J/kg
- Altezza di pala allo scarico = 10 mm
- Diametro allo scarico = 150 mm
- Portata = 160 m³/h

Si calcoli in ipotesi ideali la velocità di rotazione a cui si dovrà fare lavorare la macchina.

SOLUZIONE: $Rpm = 1904.7$

COMPRESSIONE E COMPRESSORI

1. Si calcoli la potenza richiesta per la compressione di 7 kg di aria ($C_p=1 \text{ kJ/kg K}$; $R = 287 \text{ J/kg K}$) dalle condizioni di temperatura di $120 \text{ }^\circ\text{C}$ e 1 bar_A alla pressione di 10 bar_A con una compressione adiabatica con rendimento adiabatico di 0.75. Si calcoli la potenza termica da asportare nel caso di una compressione inter-refrigerata a due stadi con uguale rapporto di compressione nell'ipotesi di refrigerare fino alla temperatura di partenza. Si calcoli inoltre la potenza risparmiata.

SOLUZIONE: $potenza_{ad.} = 3.43 \text{ MW}$, $potenza_{termica} = 1.44 \text{ MW}$, $potenza_{risparmiata} = 0.6 \text{ MW}$

2. Si calcoli la potenza necessaria per comprimere una portata di aria di 10 kg/s dalla pressione di 1 bar_A e $T=15 \text{ }^\circ\text{C}$ ad una pressione di 2 bar_A lungo una trasformazione:
- isoterma
 - adiabatica isoentropica
 - adiabatica reale con rendimento adiabatico pari a 0.75

SOLUZIONE: a) $potenza = 573.3 \text{ kW}$, b) $potenza = 634 \text{ kW}$, c) $potenza = 845.3 \text{ kW}$

3. Si consideri un compressore di aria costituito da due stadi di uguale rapporto di compressione calettati sullo stesso albero. La macchina aspira una portata di aria pari a 0.5 kg/s in condizioni ambiente ($T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $P = 1 \text{ bar}_A$) e deve garantire una pressione di mandata pari a 4 bar_A . Entrambi gli stadi sono caratterizzati da un rendimento adiabatico di 0.75.

Si vuole calcolare :

- La potenza richiesta all'asse della macchina.
- La potenza richiesta all'asse della macchina nel caso in cui all'uscita del primo stadio l'aria venga raffreddata fino alla temperatura ambiente. Si valuti inoltre la potenza termica richiesta al gruppo di refrigerazione.
- Da un punto di vista teorico, quale trasformazione termodinamica richiederebbe il minimo lavoro per ottenere lo stesso rapporto di compressione? Si calcoli il minimo lavoro idealmente richiesto ed il calore scambiato lungo la trasformazione.

SOLUZIONE: a) $potenza_{meccanica} = 95.4 \text{ kW}$

b) $potenza_{meccanica} = 86 \text{ kW}$, $potenza_{termica} = 43 \text{ kW}$

c) $lavoro_{minimo} = calore = 116 \text{ kJ/kg}$

4. Si confronti la potenza necessaria per comprimere adiabaticamente una portata di 10 kg/s dei seguenti gas, considerati perfetti, da condizioni ambiente ($T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $P = 1 \text{ bar}_A$) alla pressione di 10 bar_A , assumendo un rendimento adiabatico pari a 0.8 :

- Aria (Massa molecolare 28.9, esponente isentropica $k = 1.40$)
- Idrogeno (Massa molecolare 2, esponente isentropica $k = 1.40$)
- CO_2 (Massa molecolare 44, esponente isentropica $k = 1.33$)
- Freon 12 (Massa molecolare 120.9, esponente isentropica $k = 1.137$)

SOLUZIONE : $potenza_{aria} = 3.4 \text{ MW}$, $potenza_{idrogeno} = 49.6 \text{ MW}$, $potenza_{CO_2} = 2.15 \text{ MW}$,
 $potenza_{freon} = 0.67 \text{ MW}$

PROGETTO DI STADI DI TURBINE TERMICHE

1. Uno stadio ideale ottimizzato di turbina assiale ad azione, con pale rotoriche simmetriche, è alimentato da aria ($R = 287 \text{ J/kg K}$; $C_p=1004 \text{ J/kg K}$) in condizioni di temperatura pari a 200°C ad una pressione di 1.25 bar_A . La macchina scarica in ambiente alla pressione di 1 bar_A . La portata che alimenta la macchina è di 2 kg/s e ruota ad una velocità di 1500 Rpm . Si calcolino:
- i triangoli di velocità (1: scarico statore, 2: scarico rotore), il lavoro Euleriano (L_u) e la potenza, nell'ipotesi che l'angolo di scarico dello statore sia 17° .
 - Il diametro, portata volumetrica allo scarico dello statore e grado di parzializzazione necessario per avere un'altezza di pala maggiore di 20 mm .

SOLUZIONE: a) $V_{1,a} = V_2 = 70.8 \text{ m/s}$, $V_1 = 242.3 \text{ m/s}$, $u=115.9 \text{ m/s}$, $W_1 = W_2 = 135.8$,
 $L_u=26.8 \text{ kJ/Kg}$, potenza = 53.7 kW
 b) diametro = 1.475 m , portata volumetrica = $2.72 \text{ m}^3/\text{s}$, grado di parzializzazione = 0.41

2. Uno stadio di turbina assiale è caratterizzato dai triangoli di velocità e dalle grandezze termodinamiche sotto riportate: (0 = ingresso statore; 1 ingresso rotore; 2 uscita rotore; fluido di lavoro: aria ($R=287 \text{ J/kgK}$; $C_p=1004 \text{ J/kgK}$)).

T_0 ($^\circ\text{C}$)	P_0 (Pa)	V_0 (m/s)	β_1	T_1 ($^\circ\text{C}$)	α_1	W_1 (m/s)	β_2
500	200000	30	$< 90^\circ$	430	20°	260	160°

Considerando costante la componente assiale della velocità tra ingresso ed uscita del rotore, si disegnino i triangoli di velocità e si calcoli il lavoro euleriano fornito dallo stadio. Si calcoli la temperatura allo scarico del rotore e, in ipotesi di macchina ideale (trasformazione adiabatica isoentropica), si calcoli la pressione allo scarico dello statore e del rotore.

SOLUZIONE: $V_1=376.1 \text{ m/s}$, $V_a=128.6 \text{ m/s}$, $U = 127.5 \text{ m/s}$, $V_2=260 \text{ m/s}$, $W_2 = 376 \text{ m/s}$,
 $L=73.9 \text{ kJ/Kg}$, $T_2 = 666.4 \text{ K}$, $P_1 = 1.43 \text{ bar}_A$, $P_2 = 1.19 \text{ bar}_A$.

3. Considerati i seguenti dati di progetto per una turbina a gas:

- Stadi a reazione con grado di reazione 0.5
- $P_{\max} = 10 \text{ bar}_A$, $T_{\max} = 1000^\circ\text{C}$ e scarico atmosferico.
- Velocità periferica massima $U = 350 \text{ m/s}$.

Valutare in primissima approssimazione il numero di stadi necessario.

SOLUZIONE: assumendo $K_p = U/V_1 = 1$ si ottiene $V_1=350 \text{ m/s}$ e $\Delta h_{\text{statore}} = \Delta h_{\text{rotore}} = 61. \text{ kJ/kg}$. Poichè $\Delta h_{is,totale} = 616.4 \text{ kJ/kg}$ si ottengono circa 5 stadi.

4. Si consideri uno stadio di turbina assiale ottimizzato ad azione pura, che operi tra un ambiente a pressione di 12 bar_A e temperatura di 1000°C e scarichi in ambiente a pressione pari a 6 bar_A . Imponendo l'angolo della velocità assoluta allo scarico statore uguale a 20 gradi e nell'ipotesi di macchina ideale, si calcolino:
- i triangoli di velocità, la temperatura statica allo scarico dello statore e del rotore, il lavoro,

il rendimento.

- b) la potenza idealmente estraibile dallo stadio, ipotizzando che la palettatura statorica allo scarico presenti un diametro all'apice di 320 mm e una altezza di pala di 70 mm.

SOLUZIONE: a) $V_1 = 677.9 \text{ m/s}$, $V_a = V_2 = 231.8 \text{ m/s}$, $U = 318.5 \text{ m/s}$, $W_1 = W_2 = 394 \text{ m/s}$,
 $T_1 = T_2 = 1044 \text{ K}$, $L = 203 \text{ kJ/kg}$, *rendimento* = 0.883
b) *potenza* = 5.18 MW

5. Uno stadio di turbina ottimizzato ideale ad azione pura con rotore simmetrico elabora aria prelevata da un ambiente a temperatura 250 °C e pressione 20 bar_A, scaricando poi in un serbatoio alla pressione di 10 bar_A. Nell'ipotesi di:

- Angolo di scarico statore 20 gradi
- diametro medio della macchina = 0.5 m
- altezza di pala allo scarico dello statore = 50 mm,

determinare:

- a) La velocità di rotazione della turbina ed i triangoli di velocità.
- b) La potenza fornita dallo stadio
- c) A quale velocità di rotazione ruoterebbe uno stadio Curtis che si trovasse a lavorare nelle stesse condizioni avendo le stesse caratteristiche geometriche?

SOLUZIONE: a) $Rpm = 7800$, $V_1 = 434.4 \text{ m/s}$, $V_a = V_2 = 148.6 \text{ m/s}$, $W_1 = W_2 = 252.5 \text{ m/s}$,
 $U = 204 \text{ m/s}$.
b) *potenza* = 7.9 MW c) $Rpm = 3900$

6. Uno stadio di turbina assiale (Statore + Rotore) presenta i triangoli di velocità di seguito definiti:

- Velocità scarico statore = 150 m/s
- Velocità periferica = 100 m/s
- Velocità assiale costante
- Angolo scarico statore (α_1) = 16°
- Rotore simmetrico ($\beta_2 = 180 - \beta_1$)

- a) Si calcoli il lavoro fornito dallo stadio mediante la relazione di Eulero, dopo avere disegnato i triangoli di velocità in ingresso e in uscita.
- b) Si verifichi il risultato ottenuto sulla base del principio di conservazione dell'energia.
- c) Ripetere il calcolo nel caso che in cui si abbia una velocità relativa a valle del rotore doppia di quella in ingresso ($W_2 = 2 W_1$) anziché $\beta_2 = 180 - \beta_1$.

SOLUZIONE: a) $V_a = 41.3 \text{ m/s}$, $W_1 = 60.5 \text{ m/s}$, $V_{2,t} = 55.8 \text{ m/s}$, $V_2 = 69.5 \text{ m/s}$, $L = 8.84 \text{ kJ/kg}$
b) poiché $W_1 = W_2$, si ha $h_1 = h_2$ e lavoro è la differenza di quote cinetiche
c) $V_{2,t} = -13.7 \text{ m/s}$, $V_2 = 43.6$, $Lavoro = 15.8 \text{ kJ/kg}$.

7. Si vuole dimensionare di massima uno stadio di alta pressione di una turbina a vapore di una grande centrale termoelettrica in base ai seguenti parametri di progetto:

- Portata vapore: 150 t/h
- Condizioni di ammissione: $P_a = 100 \text{ bar}_A$; $T_a = 800 \text{ K}$
- Angolo della velocità assoluta in ingresso al rotore: $\alpha_1 = 17^\circ$
- Velocità periferica: $u = 150 \text{ m/s}$
- Velocità di rotazione: 3000 Rpm

In ipotesi ideali e di massimo rendimento, si valuti:

- il salto entalpico smaltibile e la potenza estraibile con uno stadio semplice ad azione pura e con uno stadio Curtiss, entrambi con palettature simmetriche per i rotori.
- l'altezza di pala nei due casi ed eventualmente il grado di parzializzazione assumendo $h/D > 0.02$.
- I triangoli della velocità a valle della schiera di ugelli ed il diametro della macchina.

SOLUZIONE:

- Azione:
- salto entalpico = 49.2 kJ/kg; lavoro = 45 kJ/kg, potenza 1.875 MW
 - altezza di pala = 6.03 mm, grado di parzializzazione = 0.315
 - $V_1 = 313.7$ m/s, $V_a = 91.7$ m/s, $W_1 = 175.8$ m/s
- Curtis:
- salto entalpico = 196.8 kJ/kg; lavoro = 180 kJ/kg, potenza 7.5 MW
 - altezza di pala = 4.26 mm, grado di parzializzazione = 0.223
 - $V_1 = 627.4$ m/s, $V_a = 183.5$ m/s, $W_1 = 486$ m/s

8. Si consideri l'ultimo stadio di BP di una turbina assiale a vapore alimentato da una portata di 250 t/h. Determinare il numero di flussi necessari con le specifiche sotto riportate, i triangoli delle velocità nelle sezioni di base, apice e raggio medio, il lavoro specifico e la potenza.

- Altezza massima pala: 700 mm
- $h/D_{\text{apice}} = 0.25$
- Rpm: 1500
- Velocità allo scarico della macchina assiale per tutta l'altezza della pala.
- Velocità assiale costante tra ingresso e uscita rotore e lungo il raggio: $V_{1,a} = V_{2,a} = 300$ m/s
- Sezione di base ad azione, ottimizzata, con rotore ideale e simmetrico
- Ipotesi di vortice libero ($V_t * r = \text{cost}$)
- Volume specifico vapore in ingresso rotore: 30 m³/kg

SOLUZIONE:

	V_1 (m/s)	W_1 (m/s)	W_2 (m/s)	α_1	β_1	β_2
Base:	371.97	319.52	319.52	53.76	69.87	110.13
Medio:	333.91	300.56	342.35	63.96	93.50	118.80
Apice:	319.52	319.52	371.97	69.87	110.13	126.24

$N_{\text{flussi}} = 2$, lavoro = 24.2 kJ/kg, potenza = 1.68 MW.

9. Dimensionare uno stadio di turbina a gas a reazione operante in aria con i seguenti dati:

- Trasformazioni ideali e velocità assiale costante.
 - Grado di reazione: $\chi = \Delta h_{\text{rotore}} / \Delta h_{\text{stadio}} = (h_1 - h_2) / (h_0 - h_2) = 0.5$
 - Ingresso statore: $T_0 = 500$ °C; $P_0 = 2$ bar_A; Velocità trascurabile.
 - Uscita rotore: $P_2 = 1$ bar_A.
 - Angolo assoluto allo scarico dello statore $\alpha_1 = 23^\circ$ rispetto alla velocità periferica.
 - Angolo relativo allo scarico del rotore $\beta_2 = 157^\circ$ rispetto alla velocità periferica.
 - Diametro medio = 1 m; Velocità di rotazione = 6000 Rpm.
- Calcolare i triangoli di velocità ingresso / uscita rotore al raggio medio ed il lavoro dello stadio.
 - Spiegare brevemente la differenza tra stadio ad azione stadio a reazione.

SOLUZIONE: a) $V_1 = 373.5$ m/s, $W_1 = 148.9$ m/s, $u = 314.2$ m/s, $V_2 = 152.2$ m/s, $W_2 = 388.1$ m/s
lavoro = 121.6 kJ/kg.

10. Si consideri uno stadio di una turbina assiale (statore + rotore) operante con aria e caratterizzato dai triangoli di velocità e dalle grandezze termodinamiche così definite: (sezioni: 0 = ingresso statore; 1 = ingresso rotore; 2 = uscita rotore)

- $V_0 = 0$; $T_0 = 580$ K
- $T_1 = 500$ K; $\alpha_1 = 20^\circ$
- $T_2 = 450$ K; $\beta_2 = 150^\circ$
- $U_1 = U_2 = 100$ m/s

Si disegnino i triangoli di velocità e si calcoli il lavoro euleriano.

SOLUZIONE: $V_1 = 400.8$ m/s, $W_1 = 308.7$ m/s, $V_2 = 359.3$ m/s, $W_2 = 442.4$ m/s, lavoro euleriano = 65.97KJ/Kg

CICLI DI TURBINA A VAPORE

1. Un ciclo Rankine è caratterizzato da:
- Pressione massima: 100 bar_A
 - Temperatura di surriscaldamento: 800 K
 - Temperatura di condensazione: 33 °C
 - Potenza erogata trascurando il lavoro delle pompe: 50 MW.
 - Rendimento adiabatico delle turbine: 0.85

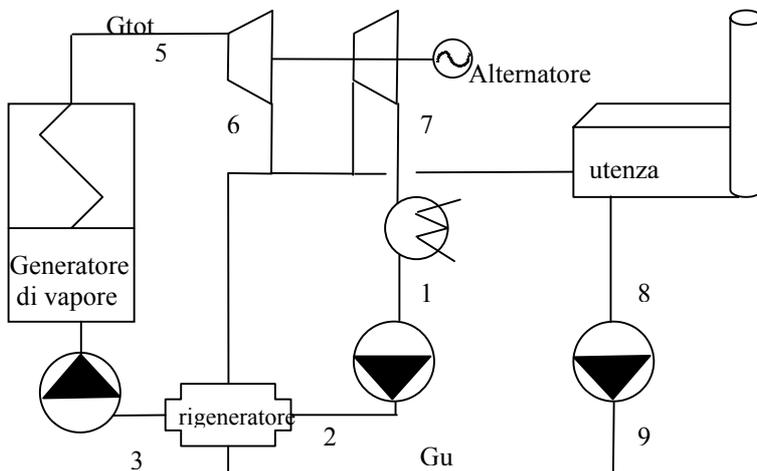
In caldaia viene prodotta la portata complessiva di vapore m_{tot} . Il ciclo prevede due spillamenti dalla turbina alla pressione di 5 bar: una frazione m_u pari a 10 kg/s viene inviata ad una utenza termica, una seconda frazione di portata m_{rig} va ad alimentare un rigeneratore a miscela dove confluiscono e vengono preriscaldate le due portate provenienti dal condensatore e dall'utenza, entrambe alla pressione di 5 bar e a temperatura pari a quella di condensazione. La portata in uscita al rigeneratore è in condizioni di liquido saturo alla pressione di 5 bar. Si disegni il ciclo e l'impianto e si calcoli la portata m_{tot} da produrre in caldaia e la portata m_{rig} di alimentazione al rigeneratore.

SOLUZIONE: portata totale = 50.2 kg/s, portata rigenerazione = 9.47 kg/s

2. Un ciclo Rankine opera con temperatura di evaporazione pari a 311°C, temperatura massima di 500 °C e temperatura di condensazione pari a 46°C. La turbina eroga una potenza di 150 MW. Si vuole verificare l'opportunità di introdurre nel ciclo un rigeneratore a miscela alla pressione di 5 bar. Si trascurino i lavori delle pompe e si ipotizzi per la turbina un rendimento adiabatico di 0.8 costante lungo l'espansione. Si considerino unitari tutti gli altri rendimenti.
- a) Si calcoli la diminuzione di potenza alla turbina a pari portata prodotta in caldaia.
 - b) Si valuti l'aumento di rendimento del ciclo.

*SOLUZIONE: a) portata complessiva = 141.9 kg/s, portata di rigenerazione = 24.4 kg/s
potenza con rigenerazione = 138.3 MW
b) rendimento ciclo senza e con rigenerazione: 0.332, 0.356.*

3. Un ciclo Rankine cogenerativo è caratterizzato da:
- pressione massima $P_5 = 150 \text{ bar}_A$
 - temperatura massima $T_5 = 800 \text{ K}$
 - pressione di condensazione $P_1 = 0.05 \text{ bar}_A$



Il generatore di vapore elabora una portata complessiva $G_{tot} = 200 \text{ kg/s}$. La turbina prevede uno spillamento di vapore alla pressione $P_6 = 10 \text{ bar}_A$. La portata spillata alimenta un rigeneratore a miscela e una utenza vapore che richiede una potenza termica $P_{w,u} = 20 \text{ MW}$. L'utenza restituisce al ciclo la portata fornita come liquido saturo a 100 °C che viene poi pompato e convogliato all'interno del rigeneratore. All'uscita del rigeneratore la portata

G_{tot} esce in condizioni di liquido saturo alla pressione P_6 .

Entrambe le sezioni della turbina hanno rendimento adiabatico pari a 0.85; si considerino unitari tutti i rendimenti non espressamente citati.

a) Si trovino i punti rappresentativi del ciclo.

b) Si calcoli le portate richieste all'utenza e al rigeneratore, e la potenza meccanica disponibile all'asse della turbina.

c) Si calcoli il consumo di combustibile assunto un PCI del combustibile pari a 40000 kJ/kg.

SOLUZIONE: a) $h_1 = 137.8 \text{ kJ/kg}$, $h_5 = 3383.8 \text{ kJ/kg}$, $h_6 = 2812.5 \text{ kJ/kg}$, $h_7 = 2148 \text{ kJ/kg}$,
 $h_3 = 762.8 \text{ kJ/kg}$, $h_9 = 417.5 \text{ kJ/kg}$

b) portata utenza = 8.35 kg/s, portata rigenerazione = 45.86 kg/s,
potenza elettrica = 221 MW.

c) portata combustibile = 13.1 kg/s

4. Note le pressioni di evaporazione e condensazione di un ciclo Rankine rispettivamente di 100 bar_A e 0.1 bar_A e il rendimento della turbina ($\eta_t = 0.70$) trovare per tentativi la temperatura di ingresso in turbina che consente di scaricare il vapore dalla stessa in condizioni sature (assenza di umidità).

SOLUZIONE: temperatura = 850 °K.

5. Un impianto per la produzione di energia elettrica opera secondo un ciclo Rankine definito dai seguenti parametri:

- Temperatura condensazione = 33 °C
- Pressione massima = 100 bar_A
- Temperatura massima = 800 K
- Rendimento ad. Turbina = 0.78
- Rendimento pompe = 0.8
- rendimento elettrico * organico turbina = 0.95

L'impianto deve fornire una potenza utile di 100 MW elettrici. Si calcoli la portata di acqua necessaria in caldaia, la potenza assorbita dalle pompe e il rendimento del ciclo (si consideri unitario il rendimento organico delle pompe).

SOLUZIONE: portata acqua = 97.2 kg/s, potenza pompe = 1.22 MW, rendimento = 0.313

6. Con i dati dell'esercizio precedente si aggiunga un rigeneratore a miscela che opera con vapore prelevato a 10 bar. Si vogliono ancora garantire 100 MW elettrici. Si calcoli la portata di acqua necessaria in caldaia e il rendimento del ciclo:

a) nell'ipotesi di rigenerazione totale (rigenerazione fino a punto di liquido saturo)

b) nell'ipotesi di rigenerare con una portata di 10 kg/s.

Si assuma il rendimento adiabatico della turbina di alta pressione pari a 0.8 e quello di bassa pari a 0.75

SOLUZIONE: a) portata acqua = 108.2 kg/s, rendimento ciclo = 0.345

b) portata acqua = 100.6 kg/s, rendimento ciclo = 0.33

7. Partendo dall'impianto dell'esercizio precedente con rigenerazione totale, si richiede anche una utenza termica per 50 MW termici sotto forma di vapore a 5 bar, sempre fornendo una

potenza elettrica di 100 MW. L'utenza restituisce il condensato in condizioni di liquido saturo a 5 bar, che viene pompato nel rigeneratore a miscela.

Si calcoli la portata di acqua necessaria in caldaia, il rendimento di produzione dell'energia elettrica ed il rendimento globale.

Si consideri l'espansione in tre tratti: la turbina di alta ha rendimento adiabatico di 0.8, quelle di media e bassa pressione di 0.75.

SOLUZIONE: portata acqua = 108.5 kg/s, rendimento elettrico = 0.3, rendimento ciclo = 0.46

CICLI DI TURBINA A GAS E COMBUSTIONE

1. Una turbina a gas che eroga una potenza utile di 10 MW, opera secondo un ciclo caratterizzato da condizioni standard alla aspirazione ($P = 1 \text{ bar}_A$, $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$), da una temperatura massima di $1100 \text{ }^\circ\text{C}$ e un rapporto di compressione di 25. Si ipotizzi che il fluido di lavoro sia aria che non cambia le proprie caratteristiche all'interno del ciclo, assimilabile a un gas ideale con C_p costante pari a 1.004 kJ/kg e $\gamma = 1.4$. Si calcolino le portate di aria e di combustibile ($\text{PCI} = 10500 \text{ Kcal/Kg}$) e il rendimento del ciclo ipotizzando per turbina e compressore un rendimento adiabatico rispettivamente pari a 0.85 e 0.80.

SOLUZIONE: portata aria = 59.6 kg/s, portata combustibile = 0.75 kg/s, rendimento = 0.30

2. Considerando il ciclo precedente si ipotizzi una inter-refrigerazione che riporti il fluido di lavoro alla temperatura ambiente con due compressori di uguale rapporto di compressione. Si considerino invariati i rendimenti adiabatici delle macchine e la portata aspirata e si calcoli:
 - a) il lavoro di compressione, la nuova potenza prodotta ed il rendimento del ciclo.
 - b) la portata di acqua necessaria per la interrefrigerazione ipotizzando un riscaldamento dell'acqua di $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

*SOLUZIONE: a) lavoro = 296.7 kJ/kg, potenza=17.7 MW, rendimento = 0.33
b) portata acqua di raffreddamento = 200.5 l/s*

3. Siano note le condizioni di aspirazione di un ciclo a gas ($T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $P = 1.013 \text{ bar}_A$), il rapporto di compressione ($\beta = 25$) il rendimento del compressore e della turbina ($\eta_c = \eta_t = 0.8$) e la temperatura in ingresso turbina ($t = 1200 \text{ }^\circ\text{C}$). La portata di aria del compressore è di 60 kg/s . Sia l'aria aspirata che i gas combusti siano considerati perfetti con calore specifico $c_p = 0.24 \text{ kcal/kg K}$ ed inoltre si assuma il valore di 10500 kcal/kg per il potere calorifico inferiore del combustibile.

Si determini il rapporto aria/combustibile del combustore e, supponendo la turbina divisa in due corpi di alta e bassa pressione, si determini il rapporto di espansione della turbina di alta pressione, destinata ad azionare il compressore, nonché la potenza fornita dalla turbina di bassa pressione ed il rendimento del ciclo.

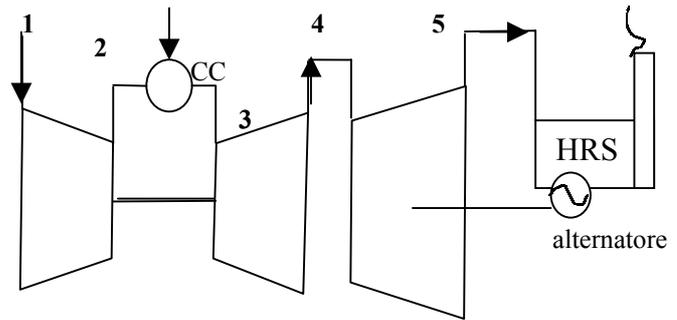
SOLUZIONE: rapporto aria/combustibile = 72.2, rapporto espansione alta pressione = 9.8, potenza turbina di bassa pressione = 10.5 MW, rendimento ciclo = 0.286

4. Il combustore di una turbina a gas deve garantire all'uscita una temperatura di $1300 \text{ }^\circ\text{C}$. L'aria in ingresso si trova ad una temperatura di $550 \text{ }^\circ\text{C}$ e ad una pressione di 10 bar. Si assuma per l'aria un $C_p = 1000 \text{ J/kg}$ e per i gas combusti un $C_p = 1200 \text{ J/kg}$, un esponente isentropico $k = 1.33$ e un potere calorifico inferiore $\text{PCI} = 40000 \text{ kJ/kg}$. Considerando lo scarico della turbina a pressione atmosferica e un rendimento della turbina pari a 0.85 si determini la portata di aria e la portata di combustibile perché la turbina renda disponibile all'asse una potenza di 50 MW.

SOLUZIONE: portata aria = 70.4 kg/s, portata combustibile = 1.48 kg/s

5. Una turbina a gas è caratterizzata da un rapporto di compressione $\beta = 20$ e da una temperatura

massima del ciclo $T_{\max} = 1350 \text{ }^\circ\text{C}$. La macchina prevede una architettura a due alberi: sul primo sono calettati turbina di alta pressione e compressore, mentre sul secondo albero la turbina di bassa pressione trascina l'alternatore.



DATI:

- Portata combustibile = 2 kg/s
- C_p gas combusti = 1.2 kJ/kgK
- Potere calorifico combustibile = 40000 kJ/kg
- Rendimenti adiabatici delle turbine = 0.85 e del compressore = 0.8
- Calore specifico aria = 1. kJ/kgK
- Esponente isentropica aria = 1.40, gas combusti = 1.32 (si considerino aria e gas combusti come gas perfetti a calori specifici costanti)
- Condizioni di aspirazione: 20 °C, 1 bar_A
- Nel combustore si assuma un calore specifico medio = 1.1

QUESITI:

- Dopo avere disegnato il ciclo termodinamico in un piano h-s si calcolino le caratteristiche termodinamiche dei punti rappresentativi del ciclo ed il rapporto aria/combustibile (α).
- Si calcoli la portata di aria aspirata al compressore e la potenza meccanica disponibile all'alternatore.
- Considerato poi di realizzare un ciclo Rankine a recupero di calore che utilizzi come sorgente calda i gas combusti in uscita dalla turbina fino alla temperatura minima al camino di 130 °C, si calcoli la ulteriore potenza elettrica ricavabile nell'ipotesi di rendimento del ciclo Rankine pari a 0.35.

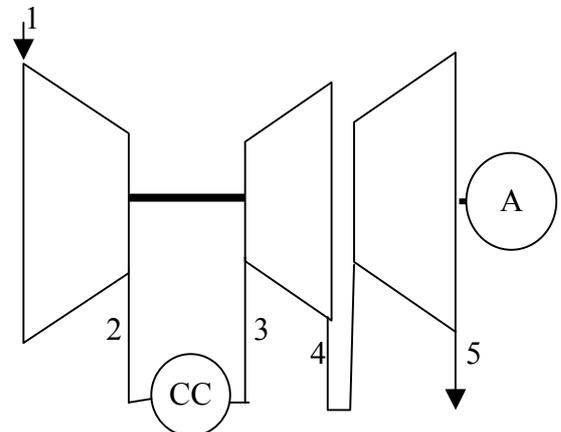
SOLUZIONE: a) $T_2 = 789 \text{ K}$, $T_4 = 1219 \text{ K}$, $T_5 = 892 \text{ K}$, $p_4 = 4.8 \text{ bar}_A$, $\alpha = 42.6$
 b) portata aria = 85.2 kg/s, potenza = 34.3 MW
 c) potenza 17.9 MW

6. Si consideri il ciclo di turbina a gas realizzato dalla macchina a 2 alberi sotto rappresentata. Il compressore aspira una portata di aria pari a 15 kg/s in condizioni di 1 bar_A e 20 °C, elabora un rapporto di compressione pari a 8; la temperatura massima in turbina raggiunge i 1250 K. Trascurando tutte le perdite e i rendimenti non espressamente citati nei dati e considerando l'aria e i gas combusti gas perfetti a calore specifico costante secondo quanto riportato in tabella, si calcoli:

- La portata di combustibile
- La potenza elettrica fornita dalla macchina ed il rendimento del ciclo termodinamico.

	C_p (kJ/kg K)	$K = C_p/C_v$
Aria	1.0	1.4
Gas combusti	1.2	1.32

PCI combustibile	45000 kJ/kg
η adiabatico turbina B.P.	0.85
η adiabatico turbina A.P.	0.85
η adiabatico compressore	0.80
η alternatore	0.97



c) Si valuti la possibilità di effettuare una rigenerazione completa e ideale sul ciclo di turbina a gas sopra descritto, ricalcolando la portata di combustibile e il rendimento.

SOLUZIONE:

- a) portata combustibile 0.246 kg/s*
- b) potenza elettrica = 3.3 MW, rendimento ciclo = 0.305*
- c) portata combustibile = 0.16 kg/s, rendimento ciclo = 0.46*

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

1. Calcolare la potenza di un motore a combustione interna a 4 tempi di 2000 cm³ di cilindrata, funzionante a 3600 Rpm, noto:
 - a) il consumo specifico (portata di combustibile per kW di potenza) pari a 0.1 gr /s kW, assumendo la miscela stechiometrica, la densità dell'aria aspirata pari a 1.2 kg/m³, un coefficiente volumetrico (λ_v) pari a 0.9 ed un potere calorifico pari a 10500 kcal/kg.
 - b) In alternativa al consumo specifico assumere un rendimento globale $\eta_g = 0.21$.

SOLUZIONE: a) potenza = 44.1 kW

b) potenza = 40.7 kW

2. Calcolare la potenza di un motore a combustione interna a 4 tempi, a ciclo Otto, di 2000 cm³ di cilindrata, che aspira aria a condizioni standard ($P = 1$. atm, $T = 15$ °C) e ruota a 3500 Rpm, per un rapporto di compressione volumetrico 9:1, assumendo un rendimento limite $\eta_l = 0.9$, un rendimento indicato $\eta_r = 0.75$ e un rendimento meccanico + organico $\eta_m = 0.93$. Si assuma un coefficiente volumetrico (λ_v) pari a 0.9 ed il potere calorifico inferiore pari a 10500 kcal/kg.

SOLUZIONE: potenza = 69.2 kW, portata aria = 64.3 l/s, portata combustibile = 4.3 l/s.