



# POLITECNICO DI MILANO

## DIPARTIMENTO DI ENERGIA

SISTEMI ENERGETICI PER INGEGNERIA FISICA

06/07/2017

Allievi fisici

Allegare alle soluzioni il presente testo indicando (in STAMPATELLO):

NOME E COGNOME.....

**Tempo a disposizione: 2 ore 30 minuti**

**Leggere attentamente le avvertenze:** Indicare chiaramente nome e cognome su tutti i fogli da consegnare. Rispondere brevemente ma con chiarezza solamente ai quesiti posti, evidenziando le necessarie unità di misura. Calcoli e spiegazioni - pur corretti in sé - che non rispondono ai quesiti posti non saranno considerati ai fini della valutazione del compito. Nel caso sia richiesta una soluzione grafica indicare con chiarezza sui grafici allegati la soluzione proposta.

**Tenere spenti i telefoni cellulari, non usare appunti, dispense, etc.** Riportare i risultati richiesti su questo foglio e procedimento/calcoli intermedi sul foglio a quadretti.

**Punteggio:** Punteggio totale pari a 35. Il docente si riserva di normalizzare i risultati in trentesimi con coefficienti correttivi in base all'esito medio delle risposte date.

### Dati per la risoluzione dei quesiti

Costante universale dei gas  $R = 8314 \text{ J/(kmol} \cdot \text{K)}$ , densità acqua =  $1000 \text{ kg/m}^3$ ,  $c_{\text{acqua}} = 4.2 \text{ kJ/kg/K}$ ,  $\mu_{\text{acqua}} = 1.14 \text{E-03 Pa} \cdot \text{s}$

#### □ **ESERCIZIO 1 (punti 5)**

Un sistema di distribuzione di acqua è costituito da un bacino, un tubo di aspirazione, una pompa e da 5 tubi di mandata identici che convogliano l'acqua in 5 bacini differenti. Il tubo di aspirazione ha un diametro di 750 mm e una lunghezza di 300 m mentre la lunghezza dei tubi di mandata è pari a 5 km ed il loro diametro è 500 mm. Tutti i bacini si trovano alla stessa quota, il coefficiente di attrito (uguale per tutti i tubi) è pari a 0.025 e il coefficiente  $K_c$  delle perdite di carico concentrate è 4 (uguale per tutti i tubi). Il rendimento idraulico della pompa è 86% e un rendimento organico elettrico di 98%. Assumendo che la portata volumetrica elaborata dalla pompa è di  $3600 \text{ m}^3/\text{h}$ , si chiede di:

- Rappresentare lo schema di impianto evidenziando le portate e le velocità nei condotti
- Determinare le perdite dell'impianto
- Calcolare l'incremento di temperatura a cavallo della pompa
- Calcolare la potenza elettrica della pompa

#### □ **ESERCIZIO 2 (punti 4)**

Una portata di acqua ( $12 \text{ kg/s}$ ) in condizioni di liquido saturo ( $h_1 = 800 \text{ kJ/kg}$ ) è laminata adiabaticamente fino ad una pressione  $P_2 = 2 \text{ bar}$ . Successivamente viene inviata in un separatore e la frazione di vapore saturo uscente (punto 3) viene espansa in una turbina ideale isoentropica (temperatura allo scarico  $T_4 = 50^\circ\text{C}$ ). Si chiede di:

- Rappresentare lo schema di impianto e le trasformazioni che avvengono nei componenti (sul diagramma T-s allegato)
- Calcolare la portata di liquido in uscita dal separatore
- Calcolare la potenza elettrica idealmente producibile dal sistema con  $\eta_{el} = 0.9$

### ESERCIZIO 3 (punti 6)

In un tubo in acciaio ( $k_{acc}=25 \text{ W/m/K}$ ) di diametro interno 18 cm e spessore 2 mm, entra una portata di 0.05 kg/s di vapore saturo alla pressione di 1 bar. Il tubo è lungo 10 m ed è rivestito da uno strato isolante ( $k_{iso}=0.25 \text{ W/m/K}$ ) di spessore 1 cm. Una corrente d'aria a  $11^\circ\text{C}$  e velocità di 3 m/s lambisce trasversalmente il tubo. Sapendo che all'uscita del tubo si ha una miscela bifase e trascurando la resistenza convettiva interna e lo scambio termico radiativo si chiede: ( $T_{sat}@1\text{bar}}=100^\circ\text{C}$ ,  $h_{vap,sat}-h_{liq,sat}=\Delta h_{ev}(@1\text{bar})=2257.5 \text{ kJ/kg}$ )

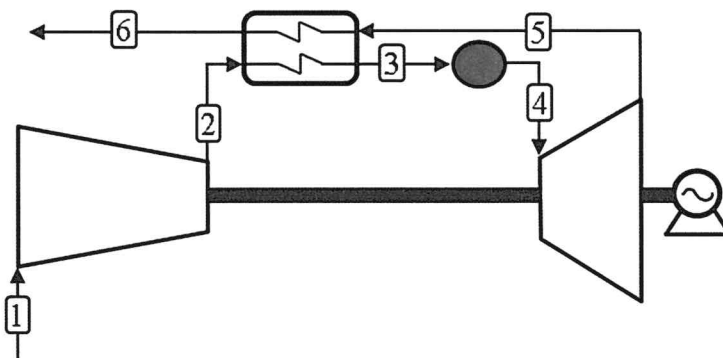
- Il coefficiente di scambio termico convettivo sulla superficie esterna del tubo
- Le resistenze termiche caratteristiche del problema
- La potenza termica scambiata
- Il titolo di vapore all'uscita

Correlazioni per geometria Cilindrica (Dimensione caratteristica  $\rightarrow$  Diametro del cilindro)  
Le proprietà termofisiche sono riferite alla temperatura di film.

Intervallo Numero Re	Convezione Forzata	Proprietà aria @ $T_{film}$		
0.4-40	$Nu=0.989 Re^{0.33} Pr^{1/3}$	$c_p$	1006.73	J/kg/K
4-40	$Nu=0.911 Re^{0.385} Pr^{1/3}$	k	0.0262	W/m/K
40-4000	$Nu=0.683 Re^{0.466} Pr^{1/3}$			
4000-40000	$Nu=0.193 Re^{0.618} Pr^{1/3}$	$\mu$	1.873E-05	Pa*s
40000-400000	$Nu=0.027 Re^{0.805} Pr^{1/3}$	densità	1.15	kg/m <sup>3</sup>

### □ ESERCIZIO 4 (punti 5)

Si consideri un ciclo Joule-Brayton aperto con rigenerazione ideale ( $c_p=1.1 \text{ kJ/kg/K}$  indipendente dalla temperatura e  $MM=28.9 \text{ kg/kmol}$ ) che ha come input termico la radiazione solare concentrata da un campo specchi. La temperatura massima è  $850^\circ\text{C}$ . La temperatura ambiente è  $25^\circ\text{C}$  e la pressione ambiente ( $P_1=P_6$ ) è 1 bar. La temperatura reale di fine espansione è  $600^\circ\text{C}$ . Le trasformazioni 2-3 e 5-6 sono isobare mentre nel ricevitore solare (trasformazione 3-4) è presente una caduta di pressione di 50 kPa. Il rendimento isoentropico di compressore e turbina sono rispettivamente 88% e 92% mentre il rendimento organico-elettrico è 99%.



Sapendo che la portata massica circolante è 20 kg/s si chiede di:

- Rappresentare qualitativamente il ciclo nel piano T-s.
- Determinare il rapporto di espansione ( $P_4/P_5$ ) e il rapporto di compressione ( $P_2/P_1$ )
- Determinare il lavoro specifico del compressore, della turbina e il lavoro netto
- Determinare la potenza termica scambiata nel rigeneratore
- Determinare la potenza netta, la potenza termica entrante e il rendimento netto nel ciclo

### □ QUESITO 5 (Rispondere ad una sola delle due domande) (punteggio 7.5)

1- Applicare il principio di conservazione dell'energia ad una laminazione adiabatica ed introdurre il coefficiente di Joule-Thompson ed il significato della curva di inversione.

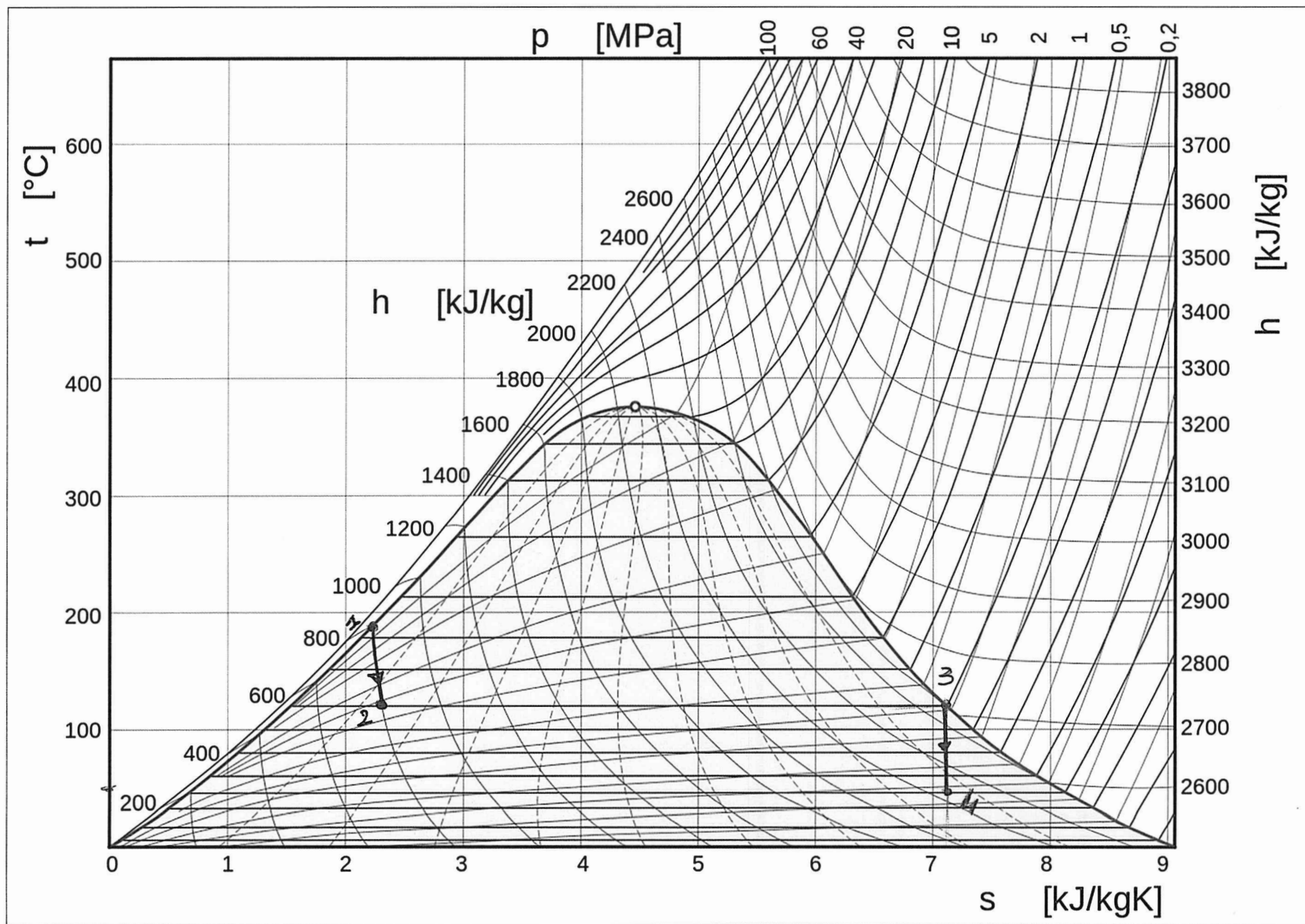
2- Discutere l'approccio a parametri concentrati per la risoluzione di problemi di scambio termico in condizioni non stazionarie. Ricavare l'espressione del profilo di temperatura evidenziando i numeri adimensionali caratteristici.

□ **QUESITO 6 (DOMANDE A RISPOSTA GUIDATA) (punteggio 7.5)**

Rispondere alle seguenti 15 domande a risposta guidata. Segnare la casella relativa alla **sola risposta corretta** (0.5 punto per risposta corretta, -0.125 punti se sbagliata).

La relazione $c_p=c_v+R$ con ( $R=8314 \text{ J/kmolK}$ ):	<input type="checkbox"/> Non è mai valida <input checked="" type="checkbox"/> E' valida solo per gas ideali <input type="checkbox"/> E' valida sempre <input type="checkbox"/> Approssima il comportamento di fluidi con $Z<1$
Una sfera di rame ( $k=395\text{W/m/K}$ , $D=3\text{mm}$ , $\rho=7850\text{kg/m}^3$ , $c=385\text{J/kg/K}$ ) a $T_{\text{iniziale}}=95^\circ\text{C}$ è immersa in vasca d'olio ( $T=30^\circ\text{C}$ , $h=2\text{W/m}^2/\text{K}$ ), il tempo per raffreddare la sfera di $15^\circ\text{C}$ :	<input checked="" type="checkbox"/> E' calcolabile con l'approccio parametri concentrati <input type="checkbox"/> E' Linearmente dipendente da $D$ <input type="checkbox"/> E' 51 min <input type="checkbox"/> E' 30.6 s
In un ciclo Rankine surriscaldato ideale, l'aumento della pressione di condensazione implica:	<input checked="" type="checkbox"/> Una riduzione del rendimento del ciclo <input type="checkbox"/> Un aumento del lavoro del ciclo <input type="checkbox"/> Un aumento del lavoro della pompa di alimento <input type="checkbox"/> La riduzione del titolo di vapore allo scarico della turbina
In un flusso incomprimibile, le perdite:	<input type="checkbox"/> diminuiscono la velocità del flusso <input type="checkbox"/> diminuiscono sia la pressione che la temperatura <input checked="" type="checkbox"/> diminuiscono la pressione in un condotto rigido orizzontale a sezione costante <input type="checkbox"/> provocano unicamente un aumento di temperatura
Una portata di fluido incomprimibile $m_1$ fluisce in un tubo di diametro $D_1$ e successivamente si separa in 2 tubi identici di diametro $D_2$ :	<input type="checkbox"/> $v_1 \cdot D_1 = 2 \cdot v_2 \cdot D_2$ <input type="checkbox"/> Se $v_1=v_2$ allora $(D_1/D_2)^2=4$ <input type="checkbox"/> $2 \cdot m_1=m_2$ <input checked="" type="checkbox"/> $Re_1=Re_2$ solo se $D_1=2 \cdot D_2$
Dati due corpi neri (A e B) a $T_A=1000^\circ\text{C}$ e $T_B=2000^\circ\text{C}$ : $\lambda_{\text{max}} \rightarrow$ Lungh.onda di massima emissione, $E \rightarrow$ Pot.Emissivo totale	<input type="checkbox"/> $\varepsilon_A < \varepsilon_B$ <input type="checkbox"/> $E_A=8E_B$ <input type="checkbox"/> $\lambda_{\text{max}A}=2\lambda_{\text{max}B}$ <input checked="" type="checkbox"/> Nessuna delle precedenti
La curva di inversione è:	<input checked="" type="checkbox"/> Indefinita per gas perfetti <input type="checkbox"/> Indipendente dal fluido <input type="checkbox"/> Il luogo dei punti in cui $(\partial T/\partial P)_S$ cambia segno <input type="checkbox"/> Definita solo per la fase gas
Con il solo obiettivo di aumentare la potenza termica scambiata, l'aggiunta di una serie di alette su una superficie è giustificata:	<input type="checkbox"/> Sempre <input type="checkbox"/> Solo se efficienza è maggiore di 1 <input type="checkbox"/> Solo se la lunghezza è minore di un determinato valore <input checked="" type="checkbox"/> Solo se efficacia $>1$
In un ciclo Joule-Brayton reale aperto:	<input type="checkbox"/> Il $\beta_{\text{compr}}$ è uguale a quello $\beta_{\text{turb}}$ <input type="checkbox"/> Il lavoro netto, a pari $T$ massima, è crescente con $\beta$ <input type="checkbox"/> La potenza della turbina è indipendente dalla portata <input checked="" type="checkbox"/> A pari $\beta_{\text{compr}}$ il $\eta$ cresce sempre con $T$ massima
Per un ciclo Rankine rigenerativo reale, si ha generalmente:	<input type="checkbox"/> Un $\eta$ pari a quello reversibile <input checked="" type="checkbox"/> $T_{\text{media}}$ di introduzione del calore più alta rispetto al ciclo semplice <input type="checkbox"/> Un effetto trascurabile sul rendimento <input type="checkbox"/> $L_{\text{netto}}$ crescente con aumento del numero rigeneratori
La generica grandezza specifica $y$ della miscela è: (LS = liq.saturo, VS = vap.saturo, $x$ =frazione massica vapore, $xv$ =frazione volumica vapore)	<input checked="" type="checkbox"/> $y = y_{LS} + x (y_{VS} - y_{LS})$ <input type="checkbox"/> $y = y_{VS} / (1 - x) + y_{LS} / x$ <input type="checkbox"/> $y = y_{VS} + xv / (1 - x) y_{LS}$ <input type="checkbox"/> $y = (1 - xv) y_{LS} + xv y_{VS}$

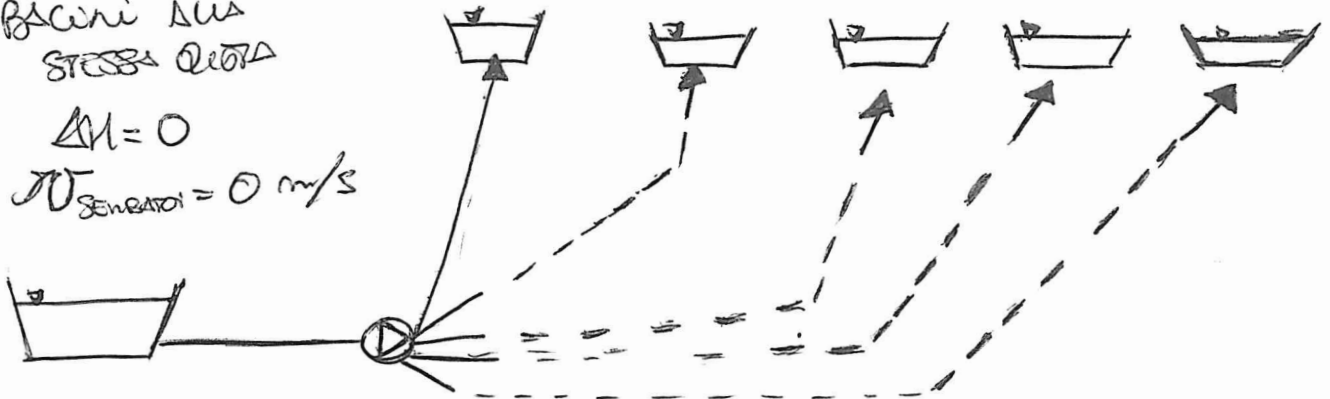
Le isobare di un fluido rappresentate in un diagramma h-s:	<input checked="" type="checkbox"/> Presentano punti angolosi per $P < P_{critica}$ <input type="checkbox"/> Sono curve a pendenza costante <input type="checkbox"/> Sono rette con pendenza crescente con la T <input type="checkbox"/> Collassano per liquido incompressibile
Data una turbina a gas reale, l'aggiunta di un ciclo a vapore reale che ha come sorgente termica i fumi di scarico della TG, implica:	<input type="checkbox"/> Una riduzione del rendimento del sistema <input checked="" type="checkbox"/> Una riduzione della T dei fumi scaricati in ambiente <input type="checkbox"/> Un aumento della potenza della TG <input type="checkbox"/> Un $\eta_{II}$ pari a 1
Per una macchina operatrice che elabora un fluido incompressibile, si ha:	<input type="checkbox"/> $\Delta T_{ideale} > \Delta T_{reale}$ <i>Sao</i> <input type="checkbox"/> $\Delta T_{reale}$ dipendente dal rendimento idraulico <input type="checkbox"/> Pot. all'albero > Pot Elettrica > Pot. ideale <input checked="" type="checkbox"/> Pot. Elettrica > Pot all'albero > Pot. ideale
10 g/s di olio (densità = $885 \text{ kg/m}^3$ , viscosità cinematica = $1 \text{E-6 m}^2/\text{s}$ ) scorre in tubo ( $D=1 \text{ cm}$ ). Sapendo che la lunghezza del tubo è 10 m:	<input type="checkbox"/> Il coefficiente di attrito è circa $5 \text{E-05}$ <input type="checkbox"/> Il numero di Reynolds è 1438689 <input checked="" type="checkbox"/> La caduta di pressione è circa 407 Pa <input type="checkbox"/> Nessuna delle precedenti





# # ESAME 06/07/2017

- ① BACINI ALLA  
STESSA QUOTA  
 $\Delta H = 0$   
 $V_{SERBATOI} = 0 \text{ m/s}$



$$m_{ASP} = 3600 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{MANDATA} = \frac{m_{ASP}}{n_{TUBI}} = 200 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \left( \text{TUTTI I TUBI DI MANDATA SONO UGUALI E CONVOGANO L'ACQUA A BACINI POSTI ALLA STESSA QUOTA} \right)$$

$$V_{ASP} = \frac{m_{ASP}}{\rho \frac{\pi D_{ASP}^2}{4}} = 2,26 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_M = \frac{m_M}{\rho \frac{\pi D_M^2}{4}} = 1,02 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

PERDITE INFIANTO

$$K_{C,M} = K_C \frac{V_M^2}{2} = 2,075 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$K_{O,M} = f \frac{L_M}{D_M} \frac{V_M^2}{2} = 123,7 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$K_{C,A} = K_C \frac{V_A^2}{2} = 10,24 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$K_{O,A} = f \frac{L_A}{D_A} \frac{V_A^2}{2} = 25,6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$l_{ID,PARA} = g \Delta H = 0 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \left( \text{TUTTI I BACINI SONO ALLA STESSA QUOTA E A PRESSIONE ATMOSFERICA} \right)$$

$$l_{PARA} = g \Delta H + K_{INFIANTO} = 167,62 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

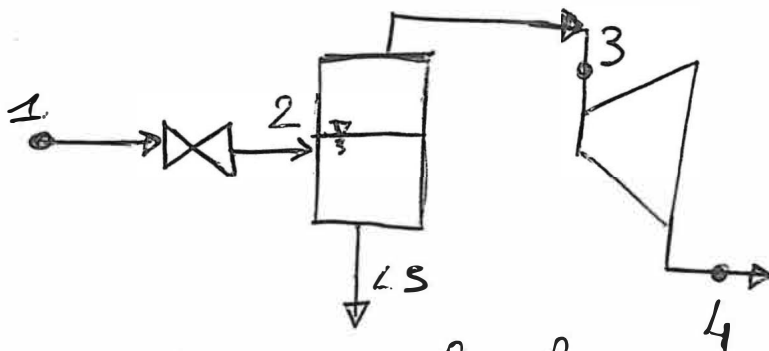


$$\dot{V}_{\text{pump}} = \dot{V}_{\text{ideale, pompa}} \cdot \left( \frac{1 - \dot{\gamma}_{\text{ion}}}{\dot{\gamma}_{\text{ion}}} \right) = 27,38 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta T_{\text{pump}} = \frac{\dot{V}_{\text{pump}}}{C} = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ K}$$

$$P_{\text{EL, pump}} = \frac{\dot{m}_{\text{ASP}} \cdot h_{\text{resale, pump}}}{\dot{\gamma}_{\text{ion}} \cdot \dot{\gamma}_{\text{ong, EL}}} = 199 \text{ kW}$$

②



CONDENSATIONE ADIABATICA  $h_1 = h_2 = 800 \text{ kJ/kg}$   $x_2 = 0,134$

SEPARAZIONE  $3 \rightarrow$  VAPORE SECCO  $h_3 = 2706,24 \text{ kJ/kg}$   $x_3 = 1$   
 $2S \rightarrow$  LIQUIDO SECCO  $x_{2S} = 0$   $h_{2S} \rightarrow$  CALORE ACQUA  
 $T_{2S}$

BILANCIO DI MASSA SEPARAZIONE

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{2S} + \dot{m}_3 \rightarrow \text{VAPORE SECCO}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{2S} + x_2 \cdot \dot{m}_2 \Rightarrow \dot{m}_{2S} = \dot{m}_2 (1 - x_2) = 10,3 \text{ g/s}$$

$\downarrow$   
 $12 \text{ kg/s}$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 x_2 = 1,61 \text{ kg/s}$$

ESPANSIONE ISOENTROPICA  $s_3 = s_4 \rightarrow h_4 = 2285 \text{ kJ/kg}$   
 $T_4 = 50^\circ\text{C}$

$$P_{\text{EL}} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4) \cdot \dot{\gamma}_{\text{EL}} = 610,33 \text{ kW}$$

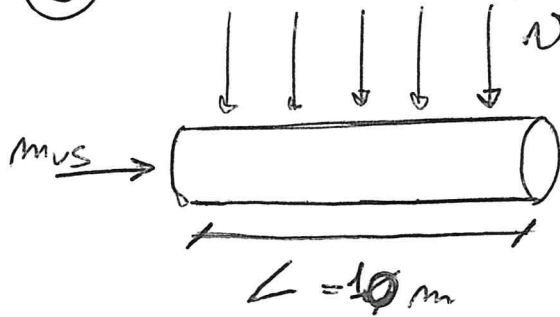
②



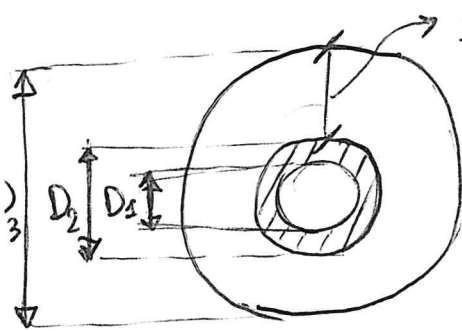
③  $D_{INT} = 0,18 \text{ m}$   $S_{ACC} = 2 \text{ mm}$   $m = 0,05 \text{ kg/s}$  (Vapore saturo,  $P = 1 \text{ bar}$ )

$$V_{\infty} = 3 \text{ m/s} \quad T_{\infty} = 11^{\circ}\text{C}$$

$$K_{ACC} = 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$



$$L = 10 \text{ m}$$



$$S_{ISO} = 3 \text{ cm} \quad K_{ISO} = 0,25 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$D_1 = D_{INT} = 0,18 \text{ m}$$

$$D_2 = D_1 + 2 S_{ACC} = 0,184 \text{ m}$$

$$D_3 = D_2 + 2 S_{ISO} = 0,204 \text{ m}$$

— CALCOLO h CONVEZIONE ESTERNA

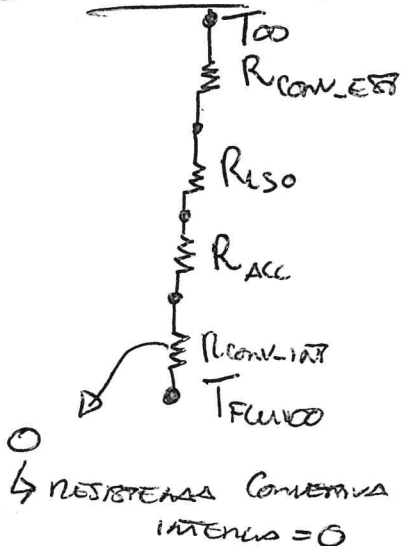
$$Re = \frac{\rho V_{\infty} D_3}{\mu} = 37576,8 \quad Pr = 0,72$$

↓ dalla tabella

$$Nu = 0,483 Re^{0,618} Pr^{1/3} = 116,2$$

$$h = \frac{Nu K_{air}}{D_3} = 14,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

— Schema RESISTIVO



$$R_{conv-int} = 0 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$R_{ACC} = \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi K_{ACC} L} = 1,339 \cdot 10^{-5} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$R_{ISO} = \frac{\ln(D_3/D_2)}{2\pi K_{ISO} L} = 0,00637 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$R_{conv-est} = \frac{1}{h \pi D_3 L} = 0,01045 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

③

RESISTENZE IN SERIE :  $R_{TOT} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 21,00000 \frac{W}{K}$   
 $0,01704 \frac{W}{K}$

$T_{VS} = T_{FLUIDO} = 11^\circ C$

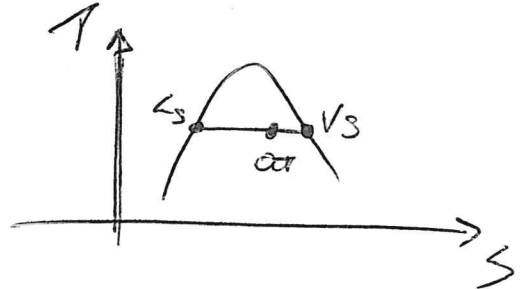
$\dot{Q}_{SCAMBIO} = \frac{T_{100} - T_{11}}{R_{TOT}} = \frac{100^\circ C - 11^\circ C}{R_{TOT}} = 5223,7 \frac{W}{K}$

$\Delta h = \frac{\dot{Q}_{SCAMBIO}}{m_{VS}} = \frac{104,47}{1866,63} \frac{J}{kg} \rightarrow h_{av} = h_{VS} - \Delta h$

$m_{VS}$

$X_{VAR} = 1 - \frac{\Delta h}{\Delta h_{EV}} = 0,954$

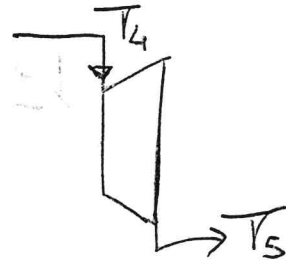
$2257,2 \frac{J}{kg}$



④  $C_v = C_p - \frac{R}{M} = 0,812 \frac{KJ}{kg \cdot K} \Rightarrow \gamma = 1,354 \quad \Theta = 0,2615 = \frac{\gamma-1}{\gamma}$

GAS PERFETTO con calori specifici indipendenti da T

$\Delta T_{REALE, ESPANSIONE} = T_4 - T_5 = 250^\circ C$



$\Delta T_{IDEALE, ESPANSIONE} = \frac{\Delta T_{REALE}}{\eta_{IS, TURBINA}} = 271,74^\circ C$

$\eta_{IS, TURBINA} \rightarrow 0,92$

$T_{S, IS} = T_4 - \Delta T_{IDEALE} = 851,41 K$

$\beta_{ESPANSIONE} = \frac{T_4}{T_{S, IS}} \Rightarrow \beta_{ESPANSIONE} = 2,884$

$l_{TURB} = C_p (T_4 - T_5) = 275 \frac{KJ}{kg} \quad (\text{LAVORO TURBINA})$

④

$$P_6 = P_5 \quad (5 \rightarrow 6 \text{ isobara})$$

$$P_4 = P_5 \cdot \beta_{\text{ESPANSIONE}} = 2,884 \text{ bar}$$

$$P_3 = P_4 + \underbrace{\Delta P_{34}}_{\text{SOVRA}} = 3,384 \text{ bar}$$

$$P_2 = P_3 \quad (2 \rightarrow 3 \text{ isobara})$$

$$\beta_{\text{COMPRESSIONE}} = \frac{P_2}{P_1} = 3,384$$

REGENERAZIONE IDEALE  $T_3 = T_5 = 600^\circ\text{C}$   
 $T_6 = T_2$

COMPRESSIONE  $\frac{T_{2,15}}{T_1} = \beta_{\text{carn}}^{\gamma} \Rightarrow T_{2,15} = 410,10 \text{ K}$

$$T_2 = T_1 + (T_{2,15} - T_1) / \eta_{15, \text{carn}} = 425,37 \text{ K}$$

$$l_{\text{carn}} = c_p (T_2 - T_1) = 139,94$$

$$q_{\text{mig}} = c_p (T_3 - T_2) = 492,56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{mig}} = \dot{m} q_{\text{mig}} = 9851,17 \text{ kW} \rightarrow \text{POTENZA TERMICA SCAMBIO REGENERAZIONE}$$

$$\dot{Q}_{\text{in, ciclo}} = \dot{m} c_p (T_4 - T_3) = 5,5 \text{ MW}$$

$$P_{\text{NETTA}} = \dot{m} (l_{\text{TURB}} - l_{\text{carn}}) \cdot \eta_{\text{mecc-el}} = 2675,15 \text{ MW}$$

$$\eta = P_{\text{NETTA}} / \dot{Q}_{\text{in}} = 0,486$$

