

Cognome e Nome _____ Matricola _____ Firma _____

Teoria (10 punti a domanda, penalizzazione errori secondo quanto indicato su BEEP)

1. Scrivere le equazioni di partenza e le ipotesi necessarie per ricavare l'equazione generale della conduzione

2. Esprimere il rendimento di un ciclo Joule diretto in funzione di 1) scambi energetici, 2) temperature

3. Scrivere tre enunciati del Secondo Principio della Termodinamica.

Esercizi (10 punti ad esercizio, penalizzazione errori secondo quanto indicato su BEEP)

1. Una massa $M_{Fe} = 40$ kg di ferro ($c_p = 450$ J/kgK) inizialmente a $T_{Fe1} = 550$ °C, cede calore a pressione costante a un ciclo di Carnot diretto. A sua volta tale ciclo cede calore a una sorgente fredda (pozzo) a $T_C = 20$ °C. Sapendo che il calore assorbito dal ciclo è $Q_H = 3$ MJ e che il suo rendimento di Primo Principio η_I è pari a 0.25, determinare il lavoro fornito dal ciclo e l'irreversibilità totale del processo.

2. Una parete piana indefinitamente estesa lungo due direzioni spaziali è costituita lungo la terza da tre strati: uno strato A ($\lambda_A = 20$ W/mK, $s_A = 0.2$ m) sede di generazione interna di potenza $U'''_A = 5 \cdot 10^4$ W/m³, uno strato B ($\lambda_B = 2$ W/mK, $s_B = 0.5$ m) puramente passivo, uno strato C ($\lambda_C = 20$ W/mK, $s_C = 0.2$ m) sede di generazione interna di potenza $U'''_C = 5 \cdot 10^4$ W/m³. Esternamente la parete è lambita da entrambi i lati da aria a $T_{oo} = 20$ °C (coefficiente convettivo $h = 30$ W/m²K). Ipotizzando di essere in condizioni stazionarie, determinare la potenza termica che fluisce attraverso lo strato B, la temperatura massima raggiunta nel sistema e la posizione in cui viene raggiunta.

3. Una portata $M^{\circ}_v = 100$ kg/s di vapor d'acqua alla temperatura di 650 °C e 175 bar viene espansa in una turbina con rendimento isoentropico $\eta_{is} = 0.8$ fino alla pressione di 20 kPa. In uscita dalla turbina tale portata entra, dal lato mantello, in uno scambiatore di calore a fascio tubiero, dove condensa completamente con un coefficiente di scambio termico convettivo h_e pari a 5000 W/m²K. All'interno dei 5000 tubi dello scambiatore (aventi diametro interno $D_i = 30$ mm, spessore $s = 2$ mm, conduttività pari a 300 W/mK) scorre una portata di acqua M°_a ($\mu_a = 8.544 \cdot 10^{-4}$ kg/ms, $\lambda_a = 0.608$ W/mK) che si riscalda da $T_{ai} = 25$ °C a $T_{au} = 35$ °C.

Si determinino:

- il titolo di vapore all'uscita dalla turbina
- la potenza meccanica fornita dalla turbina e la potenza termica scambiata nel condensatore
- il coefficiente di scambio termico convettivo h_i nei tubi
- la lunghezza dei tubi dello scambiatore

Correlazioni per il calcolo di h per flusso all'interno di tubi

Re > 4000	Moto Turbolento	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$	n = 0.4	riscaldamento
			n = 0.3	raffreddamento
Re < 2500	Moto Laminare	Nu = 4.36	se flusso termico costante	
		Nu = 3.66	se T superficiale del condotto costante	

Proprietà dell'acqua in transizione di fase

Press. p kPa	Temp. sat. T_{sat} °C	Volume specifico m ³ /kg		Energia interna kJ/kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/(kg · K)		
		Liquido sat. v_f	Vapore sat. v_g	Liquido sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vapore sat. u_g	Liquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapore sat. h_g	Liquido sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapore sat. s_g
0.6113	0.01	0.001000	206.14	0.00	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	9.1562
1.0	6.98	0.001000	129.21	29.30	2355.7	2385.0	29.30	2484.9	2514.2	0.1059	8.8697	8.9756
1.5	13.03	0.001001	87.98	54.71	2338.6	2393.3	54.71	2470.6	2525.3	0.1957	8.6322	8.8279
2.0	17.50	0.001001	67.00	73.48	2326.0	2399.5	73.48	2460.0	2533.5	0.2607	8.4629	8.7237
2.5	21.08	0.001002	54.25	88.48	2315.9	2404.4	88.49	2451.6	2540.0	0.3120	8.3311	8.6432
3.0	24.08	0.001003	45.67	101.04	2307.5	2408.5	101.05	2444.5	2545.5	0.3545	8.2231	8.5776
4.0	28.96	0.001004	34.80	121.45	2293.7	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.0520	8.4746
5.0	32.88	0.001005	28.19	137.81	2282.7	2420.5	137.82	2423.7	2561.5	0.4764	7.9187	8.3951
7.5	40.29	0.001008	19.24	168.78	2261.7	2430.5	168.79	2406.0	2574.8	0.5764	7.6750	8.2515
10	45.81	0.001010	14.67	191.82	2246.1	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	7.5009	8.1502
15	53.97	0.001014	10.02	225.92	2222.8	2448.7	225.94	2373.1	2599.1	0.7549	7.2536	8.0085
20	60.06	0.001017	7.649	251.38	2205.4	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.0766	7.9085
25	64.97	0.001020	6.204	271.90	2191.2	2463.1	271.93	2346.3	2618.2	0.8931	6.9383	7.8314
30	69.10	0.001022	5.229	289.20	2179.2	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	6.8247	7.7686
40	75.87	0.001027	3.993	317.53	2159.5	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	6.6441	7.6700

Proprietà del vapore surriscaldato

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
$p = 15.0 \text{ MPa (342.24°C)}$				$p = 17.5 \text{ MPa (354.75°C)}$				$p = 20.0 \text{ MPa (365.81°C)}$				
Sat.	0.010337	2455.5	2610.5	5.3098	0.007920	2390.2	2528.8	5.1419	0.005834	2293.0	2409.7	4.9269
350	0.011470	2520.4	2692.4	5.4421								
400	0.015649	2740.7	2975.5	5.8811	0.012447	2665.0	2902.9	5.7213	0.009942	2619.3	2818.1	5.5540
450	0.018445	2879.5	3156.2	6.1404	0.015174	2844.2	3109.7	6.0184	0.012695	2806.2	3060.1	5.9017
500	0.02080	2996.6	3308.6	6.3443	0.017358	2970.3	3274.1	6.2383	0.014768	2942.9	3238.2	6.1401
550	0.02293	3104.7	3448.6	6.5199	0.019288	3083.9	3421.4	6.4230	0.016555	3062.4	3393.5	6.3348
600	0.02491	3208.6	3582.3	6.6776	0.02106	3191.5	3560.1	6.5866	0.018178	3174.0	3537.6	6.5048
650	0.02680	3310.3	3712.3	6.8224	0.02274	3296.0	3693.9	6.7357	0.019693	3281.4	3675.3	6.6582
700	0.02861	3410.9	3840.1	6.9572	0.02434	3398.7	3824.6	6.8736	0.02113	3386.4	3809.0	6.7993

Soluzioni

Esercizio 1

```
%dati
Mh=40;
cph=450;
Thi=550+273.15;
Tc=20+273.15;
Qh=3e6;
etaI=0.25;

%soluzione

L=-etaI*Qh;
Qc=-Qh-L;

DSc=-Qc/Tc;

Thu=Thi-Qh/(Mh*cph);

DSh=Mh*cph*log(Thu/Thi);

DStot=DSh+DSc;
```

DSc	7.6753e+03
DSh	-4.0723e+03
DStot	3.6029e+03
L	-750000
Mh	40
Qc	-2250000
Qh	3000000
Tc	293.1500
Thi	823.1500
Thu	656.4833
cph	450
etal	0.2500

Esercizio 2

Il sistema è perfettamente simmetrico rispetto alla mezzeria dello strato B, pertanto il flusso termico attraverso tale superficie deve essere nullo. Essendo poi lo strato B puramente passivo, il flusso termico e quindi la potenza termica sono nulli in tutto lo strato, che risulta pertanto isoterma alla T_{max} del sistema.

Per determinare quest'ultima, si può considerare o lo strato A o lo strato C (tanto sono identici). E' necessario integrare l'equazione di Poisson per geometria cartesiana ottenendo:

$T(x) = -U''''/(2\lambda) x^2 + C_1 x + C_2$ e si possono imporre come condizioni al contorno:

1) $Q'''' = 0$ per $x = 0$ (l'asse x sia uscente dalla parete piana, e con 0 in corrispondenza della faccia più interna dello strato scelto);

2) $T = T_p$ per $x = s$ (in corrispondenza cioè della faccia esterna dello strato scelto) in cui T_p è determinabile attraverso lo scambio convettivo. Infatti, essendo lo strato B come se fosse adiabatico, si ha:

$Q'''' = U'''' s$ in corrispondenza dell'interfaccia tra strato e fluido esterno, e quindi

$U'''' * s = -h (T_{oo} - T_p)$ eguagliando il flusso calcolato e quello convettivo, da cui:

$T_p = T_{oo} + U'''' s / h$

Dalla prima immediatamente $C_1 = 0$, dalla seconda: $C_2 = T_{oo} + U'''' s [1/h + s/(2\lambda)]$ che coincide con la T_{max} .

Too	20.00			
h	30.00			
s	0.20			
λ	20.00			
U^{o'''}	50000.00			
Tmax	403.3	Tp	353.33	

Esercizio 3

```

%dati
Mv=100;
Tv1=650+273.15;
Pv1=175e5;
etaIS=0.8;
Pv2=20e3;

he=5000;

Nt=5000;
Dti=30e-3;
st=2e-3;
lt=300;

mia=8.544e-4;
la=0.608;
cpa=4186;
rhoa=1000;
Tai=25+273.15;
Tau=35+273.15;

%soluzione

%calcolo turbina
%calcolo turbina ideale
hv1=3693.9e3;
sv1=6.7357e3;
sv2=sv1;
hls2=251.40e3;
hvs2=2609.7e3;
sls2=0.8320e3;
svs2=7.9085e3;
xv2id=(sv2-sls2)/(svs2-sls2);
hv2id=xv2id*hvs2+(1-xv2id)*hls2;
lidturb=hv2id-hv1;
Lidturb=Mv*lidturb;
%calcolo turbina reale
lrturb=etaIS*lidturb;
Lrturb=etaIS*Lidturb;

%calcolo entalpia e titolo di uscita reali
hv2r=hv1+lrturb;
xv2r=(hv2r-hls2)/(hvs2-hls2);
Tv2=60.06+273.15; %in uscita dalla turbina si è ancora in bifase a Tsat(Pv2)

%calcolo scambiatore
%il vapore condensa completamente
Qh=Mv*(hls2-hv2r);
%cedendo Qh alla portata d'acqua nei tubi
Ma=-Qh/(cpa*(Tau-Tai));

%la portata scorre in Nt tubi di sezione nota
Alt_cr=pi*Dti^2/4;
ANt_cr=Nt*Alt_cr;
%calcolo velocità nei tubi
wa=Ma/(rhoa*ANt_cr);

```

```
%calcolo gruppi adimensionali
```

```
Rea=rhoa*wa*Dti/mia;
```

```
Pra=cpa*mia/la;
```

```
%il moto è turbolento con l'acqua che si scalda, quindi:
```

```
Nua=0.023*Rea^0.8*Pra^0.4;
```

```
hi=Nua*la/Dti;
```

```
%non c'è fouling, per cui si ha:
```

```
%Ktot=1 / [ 1/(hi Ai) + ln(De/Di)/(2 pi lt L Nt) + 1/(he Ae) ]
```

```
%Trascurando la resistenza conduttiva dei tubi (è circa 1/30 di quelle
```

```
%convettive) e ragionando sul coefficiente di scambio per u. di superficie
```

```
%lato interno:
```

```
Dte=Dti+st;
```

```
Ui=(1/hi+Dti/Dte*1/he)^-1;
```

```
%per confronto, se non si fosse trascurata la resistenza conduttiva
```

```
Ui_vero=(1/hi+Dti*log(Dte/Dti)/(2*lt)+Dti/Dte*1/he)^-1;
```

```
%ed essendo  $Q^{\circ}=U_i A_i \Delta T_{ml}$ 
```

```
DT0=Tv2-Tai;
```

```
DTL=Tv2-Tau;
```

```
DTml=(DTL-DT0)/log(DTL/DT0);
```

```
A_lati_Nt=-Qh/(Ui*DTml);
```

```
% e infine:  $A_{lati\_Nt}=\pi \cdot Dte \cdot Lt \cdot Nt$ , da cui:
```

```
Lt=A_lati_Nt/(pi*Dte*Nt);
```

A1t_cr	7.0686e-04	he	5000
ANt_cr	3.5343	hi	5.7582e+03
A_lati_Nt	2.7438e+03	hls2	251400
DT0	35.0600	hv1	3693900
DTL	25.0600	hv2id	2.2189e+06
DTml	29.7807	hv2r	2.5139e+06
Dte	0.0320	hvs2	2609700
Dti	0.0300	la	0.6080
Lidtrub	-1.4750e+08	lidtrub	-1.4750e+06
Lrturb	-1.1800e+08	lrturb	-1.1800e+06
Lt	5.4586	lt	300
Ma	5.4048e+03	mia	8.5440e-04
Mv	100	rhoa	1000
Nt	5000	sls2	832
Nua	284.1206	st	0.0020
Pra	5.8824	sv1	6.7357e+03
Pv1	17500000	sv2	6.7357e+03
Pv2	20000	svs2	7.9085e+03
Qh	-2.2625e+08	wa	1.5293
Rea	5.3696e+04	xv2id	0.8343
Tai	298.1500	xv2r	0.9594
Tau	308.1500		
Tv1	923.1500		
Tv2	333.2100		
Ui	2.7688e+03		
Ui_vero	2.7443e+03		
cpa	4186		
etalS	0.8000		
he	5000		