

FISICA TECNICA PER ING. MECCANICA – prof. A. Casalegno
Prova del 4 febbraio 2015

Cognome e Nome _____ Matricola _____ Firma _____

Domande di teoria (valutazione secondo le istruzioni pubblicate sulla pagina BEEP del corso)

1. Sapendo che per un gas perfetto vale $du = c_V dT$, dimostrare che vale anche $dh = c_P dT$.

2. Scrivere l'equazione generale della conduzione per un mezzo avente conduttività variabile con la temperatura.

3. Scrivere l'espressione del bilancio entropico per un sistema generico e spiegare il significato dei termini che vi compaiono.

4. Scrivere, indicando il significato dei termini che vi compaiono, la relazione tra umidità assoluta ed umidità relativa per un'aria umida.

5. Scrivere le espressioni delle variazioni di entalpia ed entropia per un liquido ideale in funzione di temperatura e pressione.

6. Esprimere il rendimento di un ciclo Joule diretto ideale in funzione di: 1) variazioni entalpiche, 2) temperature.

7. Scrivere la definizione ed il significato dei gruppi adimensionali di Nusselt e di Prandtl.

Cognome e Nome _____ Matricola _____ Firma _____

Esercizi (penalizzazione errori secondo quanto indicato sulla pagina BEEP del corso)

Esercizio 1 (10 punti)

Una massa $M = 1.5$ kg di un gas perfetto triatomico lineare avente massa molare $MM = 44$ kg/kmol subisce una trasformazione politropica da $P_1 = 1$ bar, $\rho_1 = 0.75$ kg/m³ a $P_2 = 5$ bar, $\rho_2 = 3$ kg/m³, scambiando calore con una sorgente esterna isoterma. Sapendo che l'irreversibilità totale del processo è $S_p = 75$ J/K, determinare la temperatura T_e della sorgente esterna e il lavoro scambiato dal gas.

Esercizio 2 (10 punti)

Una cilindro cavo di diametro esterno $D_c = 100$ mm e lunghezza $L_c = 0.5$ m è costituito da due strati aventi spessori e conduttività rispettivamente $s_1 = 10$ mm, $\lambda_1 = 0.5$ W/mK, $s_2 = 20$ mm, $\lambda_2 = 10$ W/mK. Lo strato interno 1 è sede di una generazione interna di potenza $g = 1.2 \cdot 10^5$ W/m³. Il cilindro è posto al centro di un ampio salone in cui l'aria è stagnante e le cui pareti sono a $T_s = 15$ °C. La temperatura della superficie esterna del cilindro è $T_c = 60$ °C; il coefficiente convettivo tra aria e cilindro, approssimato a uniforme su tutta la superficie del cilindro stesso, è $h = 10$ W/m²K; la superficie esterna del cilindro è approssimabile dal punto di vista radiativo ad un corpo grigio con emissività $\epsilon = 0.75$. Sapendo che il sistema è in condizioni stazionarie, e trascurando ogni scambio termico attraverso le basi del cilindro, determinare la temperatura media dell'aria lontano dal cilindro e la temperatura dell'interfaccia tra gli strati 1 e 2 del cilindro.

Esercizio 3 (13 punti)

Una portata di R134a, in condizioni di liquido saturo alla temperatura di 46°C, entra prima in una valvola isoentalpica, che permette l'espansione fino alla pressione di 4 bar, e successivamente nel lato mantello di uno scambiatore di calore tubi/mantello, dove evapora completamente con un coefficiente di scambio termico convettivo h_e pari a 6000 W/(m² K). Una portata di acqua pari a 1 kg/s scorre all'interno di 40 tubi in parallelo del diametro di 6 mm e spessore trascurabile, raffreddandosi da una temperatura di 25°C a 15°C. Si determini:

- il titolo di vapore in uscita dalla valvola
- il coefficiente di scambio termico totale [W/(m² K)]
- la lunghezza dei tubi
- la potenza minima della pompa per vincere le perdite di carico all'interno dei tubi (si considerino tubi lisci)

Correlazioni per il calcolo di Nu e f (friction factor) per flusso all'interno di tubi

Re > 4000 Turbolento	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$	$n = 0.4$ riscaldamento
	$f = 0.184 Re^{-0.2}$	$n = 0.3$ raffreddamento
Re < 2500 Laminare	$Nu = 4.36$	flusso termico costante
	$Nu = 3.66$	T superficiale costante
	$f = 64/Re$	

Proprietà del R134a in transizione di fase

Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m ³)	Vapor Density (kg/m ³)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
280.15	0.37463	1271.3	18.319	209.47	402.63	1.0340	1.7235
281.15	0.38761	1267.9	18.938	210.84	403.20	1.0388	1.7230
282.15	0.40094	1264.4	19.573	212.21	403.76	1.0437	1.7226
283.15	0.41461	1261.0	20.226	213.58	404.32	1.0485	1.7221
318.15	1.1599	1125.1	57.657	263.94	421.52	1.2139	1.7092
319.15	1.1903	1120.6	59.292	265.47	421.92	1.2186	1.7089
320.15	1.2213	1116.1	60.969	267.00	422.31	1.2233	1.7085
321.15	1.2529	1111.5	62.690	268.53	422.69	1.2280	1.7081

Proprietà dell'acqua (liquida) alla pressione di 1 atm

Temperatura K	Densità kg/m ³	Calore specifico J/(KgK)	Conducibilità termica W/(mK)	Diffusività termica m ² /s	Viscosità dinamica kg/(m s)	Viscosità cinematica m ² /s	Numero di Prandtl Pr
Acqua (T in K)							
273.2	000	4205	0.564	1.34×10^{-7}	1.79×10^{-3}	1.79×10^{-6}	13.4
280	000	4197	0.582	1.39×10^{-7}	1.44×10^{-3}	1.44×10^{-6}	10.4
300	997	4177	0.608	1.46×10^{-7}	0.857×10^{-3}	0.86×10^{-6}	5.88
320	989	4176	0.637	1.54×10^{-7}	0.579×10^{-3}	0.59×10^{-6}	3.79
340	980	4187	0.659	1.61×10^{-7}	0.423×10^{-3}	0.43×10^{-6}	2.69
360	967	4204	0.674	1.66×10^{-7}	0.320×10^{-3}	0.33×10^{-6}	2.00
373.2	958	4220	0.681	1.68×10^{-7}	0.282×10^{-3}	0.29×10^{-6}	1.75
400	937	4241	0.686	1.73×10^{-7}	0.219×10^{-3}	0.23×10^{-6}	1.35
450	890	4419	0.673	1.71×10^{-7}	0.153×10^{-3}	0.17×10^{-6}	1.01
500	832	4647	0.635	1.64×10^{-7}	0.118×10^{-3}	0.14×10^{-6}	0.86
550	756	5272	0.571	1.43×10^{-7}	0.095×10^{-3}	0.13×10^{-6}	0.88
600	650	6691	0.481	1.11×10^{-7}	0.076×10^{-3}	0.12×10^{-6}	1.05

Soluzioni (UNITA DI MISURA SISTEMA INTERNAZIONALE)

Soluzione esercizio 1

DATI

MM=44;
Rs=8314/MM;
cV=5/2*Rs; %triatomica ma lineare!
cP=7/2*Rs;

M=1.5;

P1=1e5;
P2=5e5;
rho1=0.75;
rho2=3;
Sp=75;

SOLUZIONE

T1=P1/(Rs*rho1);
T2=P2/(Rs*rho2);

k=log(P2/P1)/log(rho2/rho1);

cx=(k*cV-cP)/(k-1);

Qp=M*cx*(T2-T1);

%essendo:

%Sp=M*(cP*ln(T2/T1)-Rs*ln(P2/P1) + (-Qp/Te)

Te=Qp/(M*(cP*log(T2/T1)-Rs*log(P2/P1))-Sp);

%du=dl+dq -> dl=du-dq

du=cV*(T2-T1);
dq=cx*(T2-T1);
l=du-dq;

L=M*l;

L	3.1063e+05	Te	599.1782
M	1.5000	cP	661.3409
MM	44	cV	472.3864
P1	100000	cx	-701.5065
P2	500000	dq	-1.2375e+05
Qp	-1.8563e+05	du	8.3333e+04
Rs	188.9545	k	1.1610
Sp	75	l	2.0709e+05
T1	705.6371	rho1	0.7500
T2	882.0463	rho2	3

Soluzione esercizio 2

DATI

sigma=5.67e-8;

Dc=100e-3;

s1=10e-3;

s2=20e-3;

Lc=0.5;

k1=0.5;

k2=5;

Up3=1.2e5;

eps=0.75;

Tc=60+273.15;

Ts=15+273.15;

h=10;

Rc=Dc/2;

Rli=Dc/2-s2-s1;

Rle=Rli+s1;

SOLUZIONE

Vc1=pi*(Rle^2-Rli^2)*Lc;

Qp=Up3*Vc1; %potenza da dissipare, che deve andare tutta verso l'esterno
%dato che la regione centrale del cilindro non potrebbe
%smaltirne

Ac=2*pi*Rc*Lc; %area esterna del cilindro

Qp2_Rc=Qp/Ac; %flusso in corrispondenza della superficie esterna del cilindro

%bilancio energetico in condizioni stazionarie sulla superficie esterna del cilindro:
%Qp2_Rc+[-h*(Tc-Too)]+[-eps*sigma*(Tc^4-Ts^4)]=0
%dal punto di vista radiativo il condotto è come una grande cavità
%In questa equazione l'unica incognita è Too
Too=Tc-(Qp2_Rc+eps*sigma*(Ts^4-Tc^4))/h;

Qp2_Rc_conv=-h*(Tc-Too);

Qp2_Rc_rad=-eps*sigma*(Tc^4-Ts^4);

%considerando lo strato 2, passivo, e imponendo le condizioni al contorno
%di flusso imposto sulla superficie interna e di temperatura imposta sulla
%superficie esterna:

%T(r) = C1 ln(r) + C2

%Qp2(r) = -k C1/r

%quindi:

%T(Rc)=C1 ln(Rc)+C2

%Qp2_Rc=-k C1 / Rc

C1=-Qp2_Rc*Rc/k2;

C2=Tc-C1*log(Rc);

T12=C1*log(Rle)+C2;

%oppure ricordando l'espressione della potenza termica in coordinate

%cilindriche con T imposte sulle pareti:

%Qp=-(Tc-T12)*(2*pi*k2*Lc)/log(Rc/Rle);

T12b=Tc+Qp*log(Rc/Rle)/(2*pi*k2*Lc);

Ac	0.1571	Tc	333.1500
C1	-6.0000	Too	296.2176
C2	315.1756	Ts	288.1500
Dc	0.1000	Up3	120000
Lc	0.5000	Vc1	7.8540e-04
Qp	94.2478	eps	0.7500
Qp2_Rc	600.0000	h	10
Qp2_Rc_conv	-369.3236	k1	0.5000
Qp2_Rc_rad	-230.6764	k2	5
R1e	0.0300	s1	0.0100
R1i	0.0200	s2	0.0200
Rc	0.0500	sigma	5.6700e-08
T12	336.2150		
T12b	336.2150		

Soluzione esercizio 3

%DATI

```
ro=1000;
N=40;
D=6e-3;
Tin=298;
Tout=288;
hes=6000;
m=1;
```

%SVOLGIMENTO

```
h1=265.47; %entalpia in ingresso alla valvola
```

```
Tev=282;
```

```
hl=212.21; %entalpia liquido transizione di fase a 4 bar
```

```
hv=403.76; %entalpia liquido transizione di fase a 4 bar
```

```
% h2=h1=X*hv+(1-X)*hl
```

```
X=(h1-hl)/(hv-hl);
```

```
mu=1.1e-3; %a 290 K
```

```
Pr=8; %a 290 K
```

```
lambda=0.6; %a 290 K
```

```
v=m/ro/N/(3.14*(D/2)^2);
```

```
Re=v*D*ro/mu; %turbolento
```

```
Nu=0.023*Re^0.8*Pr^0.3;
```

```
hin=Nu*lambda/D;
```

```
U=(1/hin+1/hes)^-1;
```

```
Q=m*4186*(Tin-Tout);
```

```
DTml=(Tin-Tev-(Tout-Tev))/log((Tin-Tev)/(Tout-Tev));
```

```
L=Q/DTml/U/3.14/D/N;
```

```
f=0.184*Re^-0.2;
```

```
DP=ro*v^2/2*f*L/D;
```

```
W=m*DP/ro;
```

D	0.0060
DP	5.1546e+03
DTml	10.1955
L	2.3428
N	40
Nu	37.9731
Pr	8
Q	41860
Re	4.8253e+03
Tev	282
Tin	298
Tout	288
U	2.3255e+03
W	5.1546
X	0.2780
f	0.0337
h1	265.4700
hes	6000
hin	3.7973e+03
hl	212.2100
hv	403.7600
lambda	0.6000
m	1
mu	0.0011
ro	1000
v	0.8846