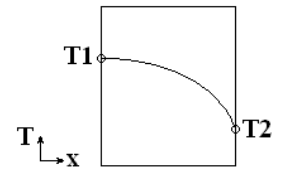


Cognome e Nome _____ Matricola _____ Firma _____

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

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

2. La parete piana schematizzata in figura è in condizioni stazionarie, non presenta generazione di potenza e ha le facce esterne a temperatura imposta. Il suo profilo di temperatura è quello rappresentato. Dire (motivando esaurientemente la risposta) se la conduttività del materiale che costituisce la parete è costante oppure cresce oppure decresce con la temperatura.



3. Riportare 3 enunciati del Secondo Principio della Termodinamica.

Esercizi (penalizzazione errori secondo quanto indicato su BEEP)

Esercizio 1 (9 punti) Una corrente forzata di acqua scorre in direzione discendente in un condotto verticale alto 30 m, trascinando con sé una portata di aria (approssimabile ad aria secca, trascurando gli scambi di massa tra acqua e aria. Trascurare anche le perdite di carico) $\dot{M}_a = 2 \text{ kg/s}$. All'ingresso (alla sommità) del condotto le due fasi sono a pressione atmosferica, mentre la temperatura del sistema è di 20 °C. Le due fasi possono essere considerate costantemente in equilibrio termico e di pressione. Data la grande capacità termica della corrente liquida, la trasformazione subita dal gas può essere approssimata ad isoterma. Determinare la potenza meccanica e la potenza termica scambiate dal gas durante la discesa nel condotto e la variazione di entropia del gas e del liquido.

Esercizio 2 (12 punti) Una pompa di calore adibita al riscaldamento di un'abitazione esegue un ciclo Rankine inverso utilizzando il refrigerante R134a. La completa evaporazione del fluido avviene a 9 °C e a pressione costante, in seguito il vapore saturo viene compresso, con un rendimento isoentropico pari 0.74, fino a 1.2 MPa, successivamente il fluido è raffreddato e condensato fino alla condizione di liquido saturo prima dell'ingresso nella valvola di laminazione. Sapendo che la potenza termica scambiata al condensatore è pari a 15 kW, si determinino la temperatura massima che raggiunge il fluido, la portata di refrigerante, il COP della macchina, l'entropia generata per unità di tempo nella laminazione e nella compressione.

Esercizio 3 (12 punti) Ognuno dei tubi (diametro $D = 1 \text{ cm}$, lunghezza $L = 1 \text{ m}$), di cui è composto l'evaporatore della pompa di calore precedentemente descritta, presenta un'alettatura che aumenta di 3 volte la superficie interna (trascurarne altri effetti) ed è percorso internamente da una portata di acqua pari a 0.07 kg/s, che si raffredda da 18 °C a 15 °C. Sapendo che esternamente al tubo evapora il refrigerante, a 9 °C e a pressione costante, si calcolino la potenza termica scambiata dal singolo tubo, i coefficienti di scambio termico convettivo lato interno ed esterno, le irreversibilità per unità di tempo associate allo scambio termico per il singolo tubo.

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

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

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 del R134a, vapore surriscaldato a 1.2 MPa

Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
321.15	1.2000	59.023	424.06	1.7150
322.15	1.2000	58.573	425.24	1.7187
323.15	1.2000	58.136	426.41	1.7223
324.15	1.2000	57.711	427.58	1.7259
325.15	1.2000	57.297	428.74	1.7295
326.15	1.2000	56.895	429.89	1.7330
327.15	1.2000	56.502	431.03	1.7365
328.15	1.2000	56.120	432.17	1.7400
329.15	1.2000	55.746	433.30	1.7435
330.15	1.2000	55.381	434.43	1.7469
331.15	1.2000	55.025	435.55	1.7503

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

Soluzione esercizio 1

%DATI

$P1=1e5;$

$P2=P1+1000*9.806*30;$

$M=2;$

$T=293.15;$

%SOLUZIONE

$R=287;$

$I=R*T*\log(P2/P1);$

$L=M*I;$

$Q=-L;$

$DSliq=-Q/T;$

$Dsgas=-R*\log(P2/P1);$

$DSgas=M*Dsgas;$

DSgas	-787.3199
DSliq	787.3199
Dsgas	-393.6600
L	2.3080e+05
M	2
P1	100000
P2	394180
Q	-2.3080e+05
R	287
T	293.1500
I	1.1540e+05

Soluzione esercizio 2

	T [°C]	P [Mpa]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg K]	X
1 (vapor saturo, X=1)	9	0.400	403.76	1.7226	1
l (liquido saturo, X=0)	9	0.400	212.21	1.0437	0
2 is (vapore surriscaldato)	50	1.2	426.41	1.7223	1
2 (vapore surriscaldato)	57	1.2	434.37	1.7469	1
3 (liquido saturo, X=0)	46.00	1.2	265.47	1.2186	0
4 (miscela bifase)	9	0.400	265.47	1.23	0.278
Q cond	15	kW			
eta is	0.740				
$m = Q \text{ cond} / (h2-h3)$	0.089	Kg/s			
$P \text{ compr} = m *(h2-h1)$	2.718	kW			
$COP = Q \text{ cond} / P \text{ compr}$	5.5				
$\Delta S \text{ lam} = m*(s4-s3)$	0.00123	KW/K			
$\Delta S \text{ compr} = m*(s2-s1)$	0.00216	KW/K			

Soluzione esercizio 3

Proprietà fisiche acqua lato interno a 300 K

$m_i =$	0.07	kg/s
$T_{i1} =$	291	K
$T_{i2} =$	288	K
λ	0.595	W/mK
ν	1.15E-06	m ² /s
Pr	8.3	
C_{pi}	4.187	KJ/KgK
ρ	998	kg/m ³

Tubi

L	1	m
D_i	0.01	m
Fattore Area	3	

R134a Lato esterno

T_{e1}	282	K
----------	-----	---

Svolgimento

$Q_i = m_i C_{pi} \Delta T_i =$	0.88	kW
v	0.89	m/s
Re=	7770	(turbolento)
$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} =$	56.20	
$h_i = Nu \cdot \lambda / D =$	3344.2	W/m ² K
$Q = U_e A_e \Delta T_{ml}$		
$\Delta T_{ml} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$		
$\Delta T_1 = T_{i1} - T_{e2} =$	9	K
$\Delta T_2 = T_{i2} - T_{e1} =$	6	K
$\Delta T_{ml} =$	7.4	K
$A_e = 3,14 \cdot D_i \cdot L$	0.03	m ²
$U_e = Q / A_e / \Delta T_{ml}$	3784.6	W/m ² K
$1/U_e = 1/(h_i \cdot 3) + 1/h_e$		
$h_e =$	6077	W/m ² K
$m_{evap} = Q / \Delta h$	0.0046	Kg/s
$\Delta S_{refr} = m_{evap} \cdot \Delta s$	3.12	W/K
$\Delta S_{acq} = m_i C_{pi} \ln T_{i2} / T_{i1}$	-3.04	W/K
$S_{irr} = \Delta S_{refr} + \Delta S_{acqua}$	0.08	W/K