

CENTRALA TERMOELECTRICĂ

Aplicație.

Pentru o centrală termoelectrică funcționând cu turbină cu condensare totală și supraîncălzire intermediară se cunosc:

- debitul de abur: $D_{ab}=450$ t/h;
- presiunea aburului la intrarea în turbină: $p_{ab}=160$ bar;
- temperatura aburului la intrarea în turbină: $t_{ab}=500$ °C;
- presiunea din condensator: $p_{Cd}=0,05$ bar;
- randamentul cazanului: $\eta_{caz}=0,88$;
- randamentul conductelor de abur viu: $\eta_{cond}=0,99$;
- randamentul mecanic al turbinei: $\eta_{mec}=0,96$;
- randamentul generatorului electric: $\eta_G=0,995$;
- randamentul transformatorului de bloc: $\eta_{TB}=0,995$;
- consumul serviciilor interne $\varepsilon=8\div 10$ %;
- căderea de temperatură pe condensator: $\Delta t=5$ °C;
- puterea calorică inferioară a combustibilului utilizat: $H_i=7400$ kJ/kg;
- înălțimea de refulare a pompei de apă de răcire: $H_{ref}=40$ m;
- randamentul pompei de apă de răcire: $\eta_{PAr}=0,65\div 0,88$;
- randamentul electromotorului: $\eta_{em}=0,92$.

Să se determine:

- a. Schema de principiu și diagrama T-s cazul cu supraîncălzire intermediară.
- b. Parametrii punctelor caracteristice (p, t, v, i, s, x).
- c. Lucrul mecanic produs de turbină cu și fără supraîncălzire intermediară.
- d. Cantitatea de căldură introdusă în ciclul termodinamic cu și fără supraîncălzire intermediară.
- e. Randamentul termic pentru ciclul cu și fără supraîncălzire intermediară.
- f. Debitul de combustibil pentru ciclul cu și fără supraîncălzire intermediară.
- g. Puterea evacuată în sistem pentru ciclul cu și fără supraîncălzire intermediară.
- h. Puterea pompei de apă de răcire.

a. Schema de principiu și diagrama T-s cazul cu supraîncălzire intermediară

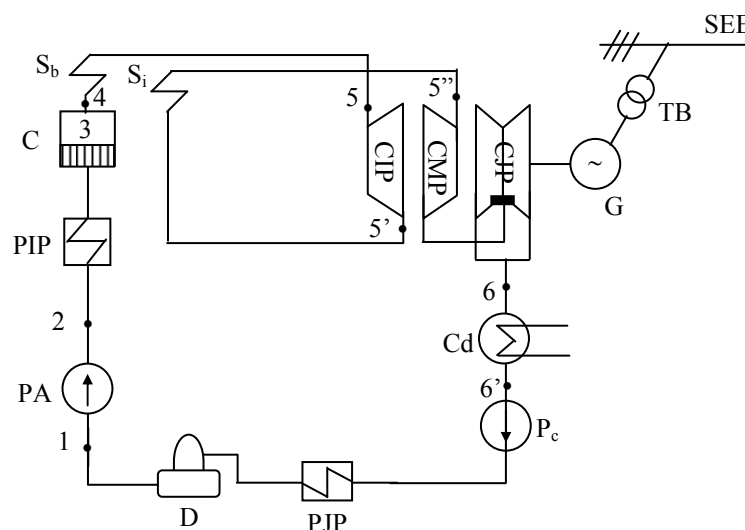


Fig. 1. Schema simplificată a unui circuit termic care lucrează după ciclul Rankine cu supraîncălzire intermediară

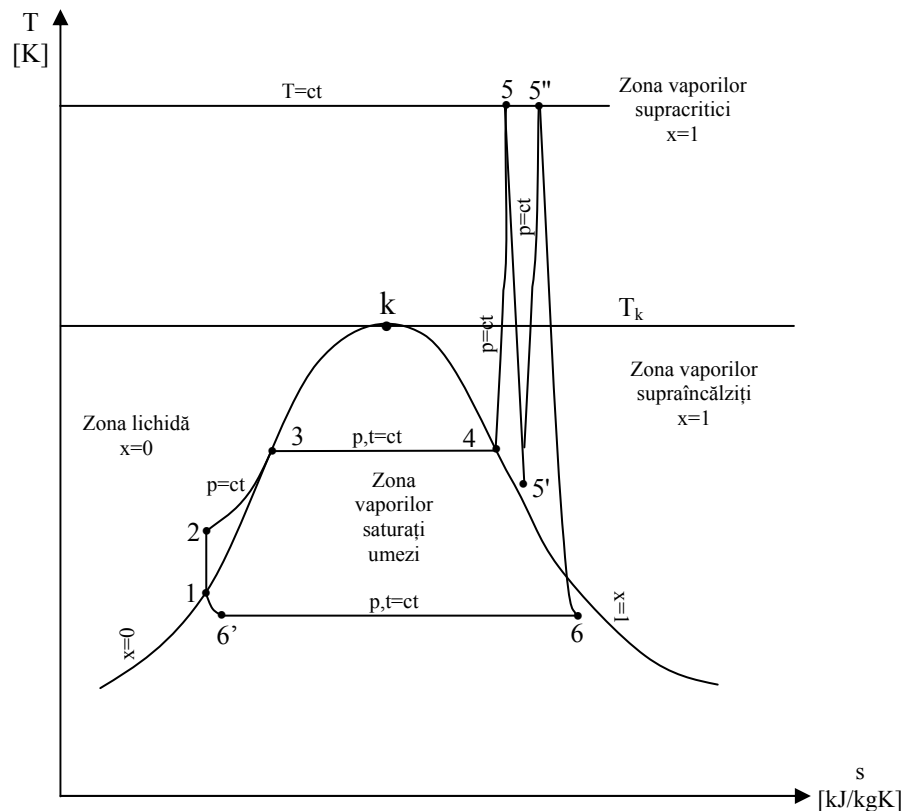


Fig. 2. Reprezentarea în diagrama T-s a ciclului Rankine cu supraîncălzire intermediară

b. Parametrii punctelor caracteristice (p, t, v, i, s, x)

Determinarea parametrilor punctelor caracteristice ale circuitului termic se realizează sub formă tabelară (tabelul 10.1), parcurgând următoarele etape:

Etapa I. Se completează tabelul utilizând datele din enunțul problemei. Astfel, din enunțul problemei se cunosc:

$$\begin{aligned} p_{ab} &= p_5 = 160 \text{ bar;} \\ t_{ab} &= t_5 = 500 \text{ }^\circ\text{C;} \\ p_{cd} &= p_6 = 0,05 \text{ bar.} \end{aligned}$$

Etapa II. Se adoptă următorii parametri:

$$\begin{aligned} p_1 &= 5 \div 7 \text{ bar;} && \rightarrow p_1 = 5 \text{ bar;} \\ t_1 &= 40 \div 45 \text{ }^\circ\text{C;} && \rightarrow t_1 = 40^\circ\text{C;} \\ t_2 &= t_1 + (5 \div 10) \text{ }^\circ\text{C;} && \rightarrow t_2 = 40 + 10 = 50^\circ\text{C;} \\ p_5 &= 35 \div 50 \text{ bar} && \rightarrow p_5 = 40 \text{ bar} \\ x_6 &= 0,88 \div 0,92; && \rightarrow x_6 = 0,9; \\ p_6 &= 0,1 \text{ bar} && \rightarrow p_6 = 0,1 \text{ bar.} \end{aligned}$$

Etapa III. Se completează tabelul utilizând proprietățile diagramei T-s:

- Din enunțul problemei cunoaștem că $p_5 = 160 \text{ bar}$. Astfel, conform diagramei T-s $p_5 = p_4 = p_3 = p_2 = 160 \text{ bar}$;
- S-a adoptat presiune $p_5 = 40 \text{ bar}$. Conform diagramei T-s, $p_5'' = p_5 = 40 \text{ bar}$.
- Din enunțul problemei cunoaștem că $t_5 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$. Astfel, conform diagramei T-s $t_5'' = t_5 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$.
- toate punctele care se găsesc pe curba kA (denumită curba lichidului la saturație) și în stânga acesteia au titlul aburului egal cu 0. Astfel, $x_1 = x_2 = x_3 = 0$;
- toate punctele care se găsesc pe curba kB (denumită curba vaporilor saturați uscați) și în dreapta acesteia au titlul aburului egal cu 1. Astfel, $x_4 = x_5 = x_5'' = 1$;
- în punctul 6' titlul aburului este egal cu 0. Astfel, $x_6 = 0$.

Etapa IV.**Punctul 1.**

Pentru punctul 1 cunoscând presiunea adoptată $p_1=5$ bar și temperatura $t_1=40^\circ\text{C}$ din tabelul vaporilor supraîncălziți se citesc direct ceilalți parametri (v_1, i_1, s_1).

Tabelul 1. Parametrii punctelor caracteristice ale circuitului termic

Pct. ciclu	p [bar]	t [°C]	v [m ³ /kg]	i [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x	Tabelul
1	5	40	0,0010077	167,8	0,5716	0	Tabelul vaporilor supraîncălziți
2	160	50	0,0010049	223,2	0,6951	0	Tabelul vaporilor supraîncălziți
3	160	347,32	0,001710	1650	3,746	0	Tabelul vaporilor saturați valori cu prim
4	160	347,32	0,009318	2582	5,247	1	Tabelul vaporilor saturați valori cu secund
5	160	500	0,01930	3294	6,303	1	Tabelul vaporilor supraîncălziți
5'	40	300	0,05888	2955	6,352	1	Tabelul vaporilor supraîncălziți căutăm valoare lui s_5 și trecem maximul
5''	40	500	0,08642	3445	7,087	1	Tabelul vaporilor supraîncălziți
6	0,05	32,88	25,37	2318,68	7,601	0,9	Tabelul vaporilor saturați + formule
6'	0,1	32,88	0,0010054	137,66	0,4252	0	Tabelul vaporilor supraîncălziți+ formulele de interpolare

Punctul 2.

Pentru punctul 2 cunoscând presiunea $p_2=160$ bar și temperatura $t_2=50^\circ\text{C}$ din tabelul vaporilor supraîncălziți se citesc direct ceilalți parametri (v_2, i_2, s_2).

Punctul 3.

Pentru punctul 3 cunoaștem presiunea $p_3=160$ bar și faptul că punctul 3 se găsește pe curba lichidului la saturație (curba kA). Astfel, parametrii punctului 3 se citesc direct din tabelul vaporilor saturați la presiunea $p_3=160$ bar luând valorile cu prim.

Punctul 4.

Pentru punctul 4 cunoaștem presiunea $p_4=160$ bar și faptul că punctul 4 se găsește pe curba vaporilor saturați uscați (curba kB). Astfel, parametrii punctului 4 se citesc direct din tabelul vaporilor saturați la presiunea $p_4=160$ bar luând valorile cu secund.

Punctul 5.

Pentru punctul 5 cunoscând presiunea $p_5=160$ bar și temperatura $t_5=500^\circ\text{C}$ din tabelul vaporilor supraîncălziți se citesc direct ceilalți parametri (v_5, i_5, s_5).

Punctul 5'.

Pentru punctul 5' se cunoaște presiunea care se adoptă între 35÷50 bar (cazul nostru s-a ales valoare de 40 bar). În tabelul vaporilor supraîncălziți la 40 bar, pe coloana entropiei se caută valoarea entropiei din punctul 5 – adică se caută s_5 (cazul nostru din tabel $s_5=6,303$ kJ/kgK).

Se vor găsi valori maxime și valori minime, **în tabel se trecându-se valorile maxime.**

$$s_m=6,249 \text{ kJ/kgK} \quad i_m= 2898 \text{ kJ/kg} \quad v_m= 0,05550 \text{ m}^3/\text{kg} \quad t_m= 280 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s_M=6,352 \text{ kJ/kgK} \quad i_M= 2955 \text{ kJ/kg} \quad v_M= 0,05888 \text{ m}^3/\text{kg} \quad t_M= 300 \text{ }^\circ\text{C}$$

Punctul 5''.

Pentru punctul 5'' se cunosc:

- $p_{5''}= p_5= 40$ bar (din diagrama T-s, transformarea 5'-5'');
- $t_{5''}= t_5= 500^\circ\text{C}$ (din diagrama T-s).

Pentru punctul 5'' cunoscând presiunea $p_{5''}=40$ bar și temperatura $t_{5''}=500$ °C din tabelul vaporilor supraîncălziți se citesc direct ceilalți parametri ($v_{5''}, i_{5''}, s_{5''}$).

Punctul 6.

Pentru punctul 6 cunoaștem $p_6=p_{Cd}=0,05$ bar și titlul aburului $x_6=0,9$ astfel încât, la presiunea punctului 6 ($p_6=0,05$ bar) din tabelul vaporilor saturați se citește direct temperatura, iar pentru ceilalți parametri se citesc valorile cu prim (') și secund (''),

$$\begin{aligned} v' &= 0,0010053 \text{ m}^3/\text{kg} & i' &= 137,83 \text{ kJ/kg} & s' &= 0,4761 \text{ kJ/kgK} \\ v'' &= 28,19 \text{ m}^3/\text{kg} & i'' &= 2561 \text{ kJ/kg} & s'' &= 8,393 \text{ kJ/kgK} \end{aligned}$$

Parametrii punctului 6 se calculează cu următoarele formule:

$$\begin{aligned} v_6 &= v' + x \cdot (v'' - v') = 0,0010053 + 0,9 \cdot (28,19 - 0,0010053) = 25,37 \text{ m}^3/\text{kg} \\ i_6 &= i' + x \cdot (i'' - i') = 137,83 + 0,9 \cdot (2561 - 137,83) = 2318,68 \text{ kJ/kg} \\ s_6 &= s' + x \cdot (s'' - s') = 0,4761 + 0,9 \cdot (8,393 - 0,4761) = 7,601 \text{ kJ/kgK} \end{aligned}$$

Punctul 6'.

Pentru punctul 6' cunoaștem $p_{6'} = 0,1$ bar (din enunțul problemei) și $t_{6'}=t_6=32,88^\circ\text{C}$ (din diagrama T-s, transformarea 6-6').

În tabelul vaporilor supraîncălziți se caută presiunea de $p_{6'}=0,1$ bar și temperatura punctului 6' de $32,88^\circ\text{C}$. Se vor găsi valori maxime și valori minime.

$$\begin{aligned} t_m &= 30^\circ\text{C} & v_m &= 0,0010044 \text{ m}^3/\text{kg} & i_m &= 125,6 \text{ kJ/kg} & s_m &= 0,4363 \text{ kJ/kgK} \\ t_M &= 40^\circ\text{C} & v_M &= 0,0010079 \text{ m}^3/\text{kg} & i_M &= 167,5 \text{ kJ/kg} & s_M &= 0,5715 \text{ kJ/kgK} \end{aligned}$$

Parametrii punctului 6' se calculează cu relațiile de interpolare:

$$\begin{aligned} v_{6'} &= v_m + \left(\frac{t_{6'} - t_m}{t_M - t_m} \right) \cdot (v_M - v_m) = 0,0010044 + \left(\frac{32,88 - 30}{40 - 30} \right) \cdot (0,0010079 - 0,0010044) = \\ &= 0,0010054 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$i_{6'} = i_m + \left(\frac{t_{6'} - t_m}{t_M - t_m} \right) \cdot (i_M - i_m) = 125,6 + \left(\frac{32,88 - 30}{40 - 30} \right) \cdot (167,5 - 125,6) = 137,66 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{6'} = s_m + \left(\frac{t_{6'} - t_m}{t_M - t_m} \right) \cdot (s_M - s_m) = 0,4363 + \left(\frac{32,88 - 30}{40 - 30} \right) \cdot (0,5715 - 0,4363) = 0,4752 \text{ kJ/kgK}$$

c. Lucrul mecanic produs de turbină**c1. cazul FĂRĂ supraîncălzire intermediară**

$$L = D_{ab} \cdot (i_5 - i_6) [\text{kW}]$$

$$D_{ab} = 450 \frac{\text{t}}{\text{h}} \Rightarrow D_{ab} = \frac{450 \cdot 1000}{3600} = 125 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$L = D_{ab} \cdot (i_5 - i_6) = 125 \cdot (3294 - 2318,68) = 121915 \text{ kW}$$

c2. cazul CU supraîncălzire intermediară

$$L_{SI} = D_{ab} \cdot [(i_5 - i_{5'}) + (i_{5''} - i_6)] [\text{kW}]$$

$$L_{SI} = D_{ab} \cdot [(i_5 - i_{5'}) + (i_{5''} - i_6)] = 125 \cdot [(3294 - 2955) + (3445 - 2318,68)] = 183165 \text{ kW}$$

d. Cantitatea de căldură introdusă în ciclul termodinamic**d1. cazul FĂRĂ supraîncălzire intermediară**

$$Q_1 = D_{ab} \cdot (i_5 - i_2) = 125 \cdot (3294 - 223,2) = 383850 \text{ kW}$$

d2. cazul CU supraîncălzire intermediară

$$Q_{1SI} = D_{ab} \cdot [(i_5 - i_2) + (i_{5'} - i_{5''})] = 125 \cdot [(3294 - 223,2) + (3445 - 2955)] = 445100 \text{ kW}$$

e. Randamentul termic**e1. cazul FĂRĂ supraîncălzire intermediară**

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1} = \frac{D_{ab} \cdot (i_5 - i_6)}{D_{ab} \cdot (i_5 - i_2)} = \frac{121915}{383850} = 0,3176 \rightarrow \eta_t = 31,76\%$$

e2. cazul CU supraîncălzire intermediară

$$\eta_{SI} = \frac{L_{SI}}{Q_{SI}} = \frac{D_{ab} \cdot [(i_5 - i_{5'}) + (i_{5''} - i_6)]}{D_{ab} \cdot [(i_5 - i_2) + (i_{5''} - i_{5'})]} = \frac{18165}{445100} = 0,4115 \rightarrow \eta_{t,4} = 41,15\%$$

Creșterea de randament:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_{tSI} - \eta_t}{\eta_{tSI}} \cdot 100\% = \frac{0,4115 - 0,3176}{0,4115} \cdot 100\% = 22,81\%$$

f. Debitul de combustibil pentru ciclul cu și fără supraîncălzire intermediară.**f.1. cazul FĂRĂ supraîncălzire intermediară**

$$B_c = \frac{Q_1}{\eta_{caz} \cdot H_i} = \frac{D_{ab} \cdot (i_5 - i_2)}{\eta_{caz} \cdot H_i} = \frac{383850}{0,88 \cdot 7400} = 58,94 \text{ kg/s}$$

f.2. cazul CU supraîncălzire intermediară

$$B_{cSI} = \frac{Q_{SI}}{\eta_{caz} \cdot H_i} = \frac{D_{ab} \cdot [(i_5 - i_2) + (i_{5''} - i_{5'})]}{\eta_{caz} \cdot H_i} = \frac{445100}{0,88 \cdot 7400} = 68,35 \text{ kg/s}$$

g. Puterea evacuată în sistem pentru ciclul cu și fără supraîncălzire intermediară**g.1. cazul FĂRĂ supraîncălzire intermediară**

$$P_e = B_c \cdot H_i \cdot \eta_{caz} \cdot \eta_{cond} \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_G \cdot \eta_{TB} \cdot \left(\frac{100}{100 + \varepsilon} \right)$$

$$P_e = 58,94 \cdot 7400 \cdot 0,88 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,3176 \cdot 0,995 \cdot 0,995 \cdot \left(\frac{100}{100 + 10} \right) = 104283,8 \text{ kW} = 104,28 \text{ MW}$$

g.2. cazul CU supraîncălzire intermediară

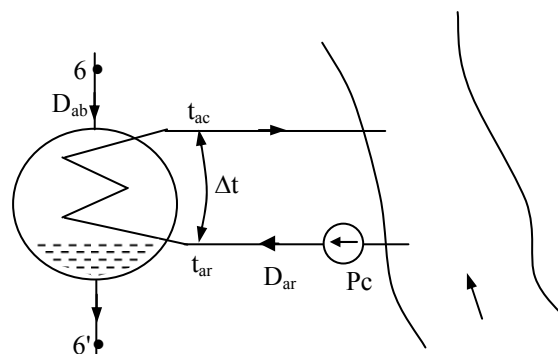
$$P_{eSI} = B_{cSI} \cdot H_i \cdot \eta_{caz} \cdot \eta_{cond} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{tSI} \cdot \eta_G \cdot \eta_{TB} \cdot \left(\frac{100}{100 + \varepsilon} \right)$$

$$P_{eSI} = 68,35 \cdot 7400 \cdot 0,88 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,4115 \cdot 0,995 \cdot 0,995 \cdot \left(\frac{100}{100 + 10} \right) = 156676 \text{ kW} = 156,67 \text{ MW}$$

$$\Delta P_e = \frac{P_{eSI} - P_e}{P_{eSI}} \cdot 100\% = \frac{156,67 - 104,28}{156,67} \cdot 100\% = 33,43\%$$

h. Puterea pompei de apă de răcire

Bilanțul condensatorului:



Din ecuația de bilanț pe condensator se determină debitul de apă de răcire:

$$D_{ab} \cdot (i_6 - i_{6'}) = D_{ar} \cdot c_{papă} \cdot \Delta t \Rightarrow D_{ar} = \frac{D_{ab} \cdot (i_6 - i_{6'})}{c_{papă} \cdot \Delta t}$$

D_{ar} - debitul masic de apă de răcire, [kg/s];

$c_{papă}$ - căldura masică (specifică) a apei (în general egală cu 4,186 kJ/kg°C);

$\Delta t = t_{ac} - t_{ar}$ - variația de temperatură a apei de răcire la intrarea și la ieșire din condensator, [°C].

$$D_{ar} = \frac{D_{ab} \cdot (i_6 - i_{6'})}{c_{papă} \cdot \Delta t} = \frac{125 \cdot (2318,68 - 137,66)}{4,186 \cdot 5} = 13025,68 \text{ kg/s}$$

Puterea pompei de apă de răcire este:

$$P_{pAr} = \frac{D_{ar} \cdot g \cdot H_{ref}}{\eta_{em} \cdot \eta_p} = \frac{13025,68 \cdot 9,81 \cdot 40}{0,92 \cdot 0,75} = 7407648 \text{ W} = 7,40 \text{ MW}$$

g - accelerația gravitațională, [m/s²];

H_{ref} - înălțimea de refulare, [m];

η_{em} - randamentul electromotorului (0,9÷0,92);

η_p - randamentul pompei (0,65÷0,88).