

Fig. 12 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama lgp-h

Căldura cedată de lichidul de înaltă presiune în serpentina din BRIS, este preluată de lichidul aflat la presiunea intermediară în butelie, prin vaporizarea parțială a acestuia. O altă parte din acest lichid vaporizează realizând răcirea intermediară completă a vaporilor refuțați din compresorul de joasă presiune C1. Lichidul vaporizat este înlocuit prin preluarea din nodul N a unui debit de lichid de înaltă presiune și laminarea acestuia în VL1 până la presiunea intermediară.

Calculul termic trebuie să determine 8 necunoscute, trei debite masice și 5 schimburi energetice, cu ajutorul a 7 ecuații de bilanț termic, câte una pentru fiecare aparat în parte și a unei ecuații de bilanț masic, scrisă pe unul din nodurile instalației:

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_{Ri}, \dot{Q}_K, \dot{Q}_{SR} \quad (8 \text{ nec.})$$

$$\text{Ec. b.t. : } V, C1, C2, Ri, K, SR, BRIS \quad (7 \text{ ec.}) \quad (27)$$

$$\text{Ec.b.m. : } N \text{ sau BRIS} \quad (1 \text{ ec.})$$

După determinarea condițiilor interne de lucru și a valorilor parametrilor termodinamici pentru stările caracteristice ale ciclului de lucru, în aceeași manieră ca la instalațiile cu una sau cu două laminări, algoritmul de calcul este următorul:

$$(\text{b.t.V}) : \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_9) \quad (28)$$

Se observă că \dot{m}_1 este mai mic decât la instalația cu o laminare.

În continuare se pot determina celelalte două debite necunoscute, prin scrierea ecuației de bilanț masic pe nodul N, de exemplu și a ecuației de bilanț termic pe BRIS:

$$(\text{b.m.N}) : \dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 \quad (29)$$

$$(\text{b.t.BRIS}) : \dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_1 h_6 + \dot{m}_3 h_7 = \dot{m}_2 h_3 + \dot{m}_1 h_8$$

Înlocuind \dot{m}_3 în ecuația de bilanț termic pe BRIS se obține debitul masic din treapta a doua:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} > \dot{m}_1 \quad (30)$$

Dacă din instalație ar fi lipsit Ri, atunci același debit s-ar fi calculat cu relația:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} \quad (31)$$

Se poate calcula raportul dintre cele două debite, în situația cu și fără Ri:

$$y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_{2'} - h_8}{h_3 - h_7} \quad ; \quad y' = \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} > y \quad (32)$$

Se observă din nou că răcitorul intermediar, dacă este utilizat, reduce debitul masic în treapta a doua de comprimare.

În continuare se pot determina schimburile energetice cu exteriorul:

$$\begin{aligned} \text{(b.t.C1): } P_{C1} &= \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_1 l_{C1} \\ \text{(b.t.C2): } P_{C2} &= \dot{m}_2(h_4 - h_3) = \dot{m}_2 l_{C2} \\ \text{(b.t.RI): } \dot{Q}_{Ri} &= \dot{m}_1(h_2 - h_{2'}) = \dot{m}_1 q_{Ri} \\ \text{(b.t.K): } \dot{Q}_K &= \dot{m}_2(h_4 - h_5) = \dot{m}_2 q_K \\ \text{(b.t.SR): } \dot{Q}_{SR} &= \dot{m}_2(h_5 - h_6) = \dot{m}_2 q_{SR} \end{aligned} \quad (33)$$

Este bine întotdeauna să se verifice corectitudinea calculului prin scrierea ecuației de bilanț termic pe întreaga instalație:

$$\text{(b.t.i.f.): } \dot{Q}_0 + P_{C1} + P_{C2} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ri} + \dot{Q}_{SR} \quad (34)$$

În vederea proiectării ulterioare a instalației se poate calcula și sarcina termică a serpentinei din butelie, chiar dacă aceasta nu participă la bilanțul termic al instalației, intermediind un transfer termic intern:

$$\text{(b.t.S): } \dot{Q}_S = \dot{m}_1(h_8 - h_6) \quad (35)$$

În final se pot calcula parametrii de performanță ai ciclului, eficiența frigorifică și randamentul exergetic:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C1} + P_{C2}} \quad ; \quad \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad (36)$$

Instalația cu subrăcire avansată și răcire intermediară incompletă

Schema instalației este prezentată în figura 13, iar procesele de lucru corespunzătoare în figura 14.

Răcirea intermediară incompletă se realizează în nodul N2 al instalației, unde vaporii calzi (2') refulați de compresorul din treapta de joasă presiune C1 și eventual răciți cu apă în răcitorul intermediar RI, vin în contact cu vaporii reci (3) proveniți din butelia de răcire BRIS. Starea de amestec rezultată (3') se va găsi tot la presiunea intermediară și va avea temperatura între temperaturile vaporilor care se amestecă.

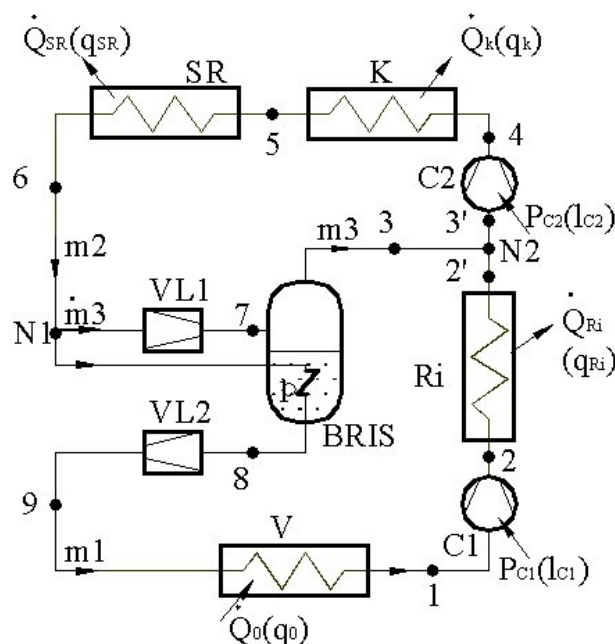


Fig. 13 Instalația cu subrăcire avansată și răcire intermediară incompletă

În aceeași butelie, lichidul de înaltă presiune de subrăcește până aproape de temperatura intermediară pe seama vaporizării parțiale a lichidului aflat la presiune intermediară în butelie. Restul proceselor sunt cunoscute, fiind descrise anterior.

Calculul termic prezintă o particularitate față de situațiile anterioare întâlnite la celelalte variante de instalații în două trepte analizate. Apare o situație nouă în sensul că în afară de debite masice și schimburi energetice, trebuie să fie determinată și entalpia necunoscută a stării de amestec 3'. În total sunt 9 necunoscute, 3 debite masice, o entalpie și 5 schimburi energetice. Acestea se vor determina cu ajutorul a 8 ecuații de bilanț termic, câte una pentru cele 7 aparate respectiv una pentru nodul energetic N2 și a unei ecuații de bilanț masic, scrisă pe unul din nodurile instalației:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, h_{3'}, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_{Ri}, \dot{Q}_K, \dot{Q}_{SR} & \quad (9 \text{ nec.}) \\ \text{Ec. b.t. : } V, C1, C2, Ri, K, SR, BRIS, N2 & \quad (8 \text{ ec.}) \\ \text{Ec.b.m. : } N1 \text{ sau } N2 & \quad (1 \text{ ec.}) \end{aligned} \quad (37)$$

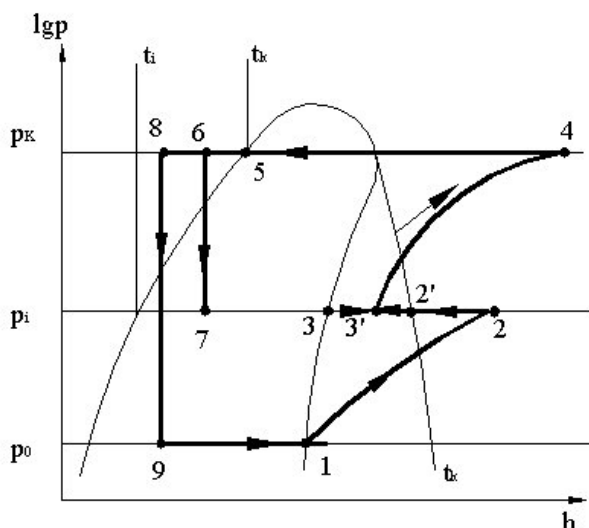


Fig. 14 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama lg p-h

După determinarea condițiilor interne de lucru și a valorilor parametrilor termodinamici pentru stările caracteristice ale ciclului de lucru (în afară de starea 3' care este necunoscută), în aceeași manieră ca la celelalte instalații în două trepte de comprimare, algoritmul de calcul este următorul:

$$(b.t.V): \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_9) \quad (38)$$

În continuare se pot determina celelalte două debite necunoscute prin scrierea ecuației de bilanț masic pe nodul N1, de exemplu și a ecuației de bilanț termic pe BRIS:

$$(b.m.N1): \dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 \quad (39)$$

$$(b.t.BRIS): \dot{m}_1 h_6 + \dot{m}_3 h_7 = \dot{m}_1 h_8 + \dot{m}_3 h_3$$

Înlocuind \dot{m}_3 în ecuația de bilanț termic pe BRIS se obține debitul masic din treapta a doua:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_3 - h_8}{h_3 - h_7} > \dot{m}_1 \quad (40)$$

Pentru această variantă de instalație, debitul masic din treapta a doua nu este influențat de prezența în instalație a răcitorului intermediar Ri. Este important însă, să se constate că debitul masic în treapta a doua de comprimare este mai mic decât la varianta anterioară, cu răcire intermediară completă. Acest lucru se explică prin faptul că vaporii calzi nu mai sunt introduși în lichidul din butelie și deci nu mai produc vaporizarea parțială a lichidului de aici, ceea ce reduce mult debitul de vaporii din treapta a doua. Acest avantaj trebuie corelat însă cu observația că întotdeauna la răcirea intermediară incompletă, temperatura finală de refulare (4) este mai ridicată decât la răcirea intermediară completă, ceea ce ar putea să reprezinte o problemă, dacă t_4 se apropie de valoarea limită admisă. Se poate calcula raportul debitelor din cele două trepte de comprimare:

$$y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_3 - h_8}{h_3 - h_7} \quad (41)$$

Entalpia stării 3' se determină din bilanțul termic al amestecului din nodul N2:

$$(b.t.N2): \dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_{3'} \Rightarrow h_{3'} = \frac{\dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_2} \quad (42)$$

În continuare se pot determina schimburile energetice cu exteriorul:

$$\begin{aligned}
 \text{(b.t.C1): } P_{C1} &= \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_1 l_{C1} \\
 \text{(b.t.C2): } P_{C2} &= \dot{m}_2(h_4 - h_{3'}) = \dot{m}_2 l_{C2} \\
 \text{(b.t.RI): } \dot{Q}_{Ri} &= \dot{m}_1(h_2 - h_{2'}) = \dot{m}_1 q_{Ri} \\
 \text{(b.t.K): } \dot{Q}_K &= \dot{m}_2(h_4 - h_5) = \dot{m}_2 q_K \\
 \text{(b.t.SR): } \dot{Q}_{SR} &= \dot{m}_2(h_5 - h_6) = \dot{m}_2 q_{SR}
 \end{aligned} \tag{43}$$

Este recomandat și în acest caz să se verifice corectitudinea calculelor prin scrierea ecuației de bilanț termic pe întreaga instalație:

$$\text{(b.t.i.f.): } \dot{Q}_0 + P_{C1} + P_{C2} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ri} + \dot{Q}_{SR} \tag{44}$$

În vederea proiectării ulterioare a instalației se poate calcula și sarcina termică a serpentinei din butelie, chiar dacă aceasta nu participă la bilanțul termic al instalației, intermediind un transfer termic intern:

$$\text{(b.t.S): } \dot{Q}_S = \dot{m}_1(h_8 - h_6) \tag{45}$$

În final se pot calcula parametrii de performanță ai ciclului, eficiența frigorifică și randamentul exergetic:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C1} + P_{C2}}; \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \tag{46}$$