



AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA

im. Stanisława Staszica w Krakowie

WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ I ROBOTYKI

**Katedra Systemów Energetycznych
i Urządzeń Ochrony Środowiska**

Termodynamika

LABORATORIUM

**OBIEGI TERMODYNAMICZNE
OBIEG LEWOBIEŻNY – POMPA CIEPŁA**

Opracował:
dr inż. Jerzy Wojciechowski

Obiegi termodynamiczne

Obieg lewobieżny – pompa ciepła

Cel ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest zapoznanie się z rodzajami obiegów termodynamicznych, definiowanie oraz wyznaczanie współczynników efektywności obiegów prawobieżnych (silniki termodynamiczne) i lewobieżnych (termodynamiczne maszyny robocze). Cel ćwiczenia jest realizowany przez pomiar i analizę energetyczną sprężarkowej pompy ciepła powietrze – woda, bilans energetyczny elementów pompy ciepła oraz wyznaczenie współczynnika efektywności ε_{ipc} obiegu Lindego.

1. Obiegi termodynamiczne – definicja

Obiegiem termodynamicznym nazywamy cykl przemian (lub przemianę kołową), w którym parametry termodynamiczne stanu początkowego i stan końcowego są takie same. Obiegi termodynamiczne są wykorzystywane do opisu i analizy pracy rzeczywistych urządzeń działających w sposób ciągły lub cykliczny. W urządzeniach tych czynnik roboczy w sposób cykliczny powraca do tego samego stanu. W rzeczywistych układach, w których realizowane są obiegi termodynamiczne występują procesy, które mogą być trudne do analitycznego opisu. Trudności te są konsekwencją niustalonego charakteru i nieodwracalności przemian rzeczywistych. Dla ułatwienia analizy obiegów termodynamicznych obiegi rzeczywiste modeluje (przybliża) się za pomocą **obiegów porównawczych**, w których rzeczywiste przemiany są zastępowane odpowiednimi odwracalnymi przemianami termodynamicznymi.

Odwracalny obieg termodynamiczny to obieg, w którym wszystkie przemiany są odwracalne oraz przepływy ciepła między czynnikiem a otoczeniem odbywają się przy różnicy temperatur $dT = 0$.

Obieg termodynamiczny można zrealizować w układzie zamkniętym lub też w układzie otwartym za pomocą odpowiedniego zestawu urządzeń przez które przepływa czynnik.

W obiegu stan końcowy czynnika termodynamicznego jest taki sam jak stan początkowy, oznacza to, że w każdym obiegu muszą pojawić się przemiany, w których czynnik podlega kompresji (sprężaniu) i ekspansji (rozprężaniu). Taka sama sytuacja występuje dla przepływów ciepła, w obiegu muszą być przemiany, w których ciepło jest doprowadzane do czynnika i przemiany, w których czynnik oddaje ciepło. Przepływy ciepła między czynnikiem a otoczeniem oznacza konieczność istnienia dwóch źródeł ciepła. Źródła górnego o wysokiej temperaturze, z którego ciepło jest doprowadzane do czynnika oraz źródła dolnego, o niskiej temperaturze, do którego czynnik wyprowadza ciepło z układu.

***Uwaga:** Wszystkie wzory w części teoretycznej instrukcji odnoszą się do wielkości właściwych/jednostkowych wyrażonych w odniesieniu do jednostki masy (np. J/kg). W celu otrzymania wartości absolutnych należy wielkości właściwe/jednostkowe przemnożyć przez masę w kg (wyniki będą np. w J), lub przez strumień masy w kg/s (wyniki będą np. w J/s = W).*

Analizę obiegów termodynamicznych przeprowadzamy za pomocą I zasady termodynamiki, zapisując jej równanie dla każdej przemiany występującej w obiegu (dla układu zamkniętego zapisujemy pierwszą postać IZT)

$$q_i = \Delta u_i + l_i \quad (1)$$

q_i – ciepło jednostkowe i – tej przemiany przepływające między układem a źródłem ciepła,
 Δu_i – zmiana właściwej energii wewnętrznej czynnika termodynamicznego w i – tej przemianie,
 l_i – jednostkowa praca bezwzględna w i – tej przemianie.

Sumując prawe i lewe strony równania IZT zapisanego dla wszystkich przemian otrzymujemy

$$\sum_i q_i = \sum_i \Delta u_i + \sum_i l_i \quad (2)$$

Całkowita zmiana właściwej energii wewnętrznej w obiegu jest równa zero (stan końcowy czynnika jest taki sam jak stan początkowy)

$$\sum_i \Delta u_i = 0 \quad (3)$$

Z równania (2) otrzymujemy równość sum algebraicznych jednostkowych ciepł i prac bezwzględnych wszystkich przemian

$$\sum_i q_i = \sum_i l_i \quad (4)$$

Suma algebraiczna jednostkowych ciepł dla wszystkich przemian stanowi jednostkowe ciepło obiegu q_{ob} , a suma jednostkowych prac bezwzględnych jest jednostkową pracą obiegu l_{ob} .

$$q_{ob} = \sum_i q_i = \sum_i l_i = l_{ob} \quad (5) \quad q_{ob} = l_{ob} \quad (5a)$$

Taki sam rezultat otrzymamy zapisując I zasadę termodynamiki w drugiej postaci (ze zmianą entalpii i pracą techniczną)

$$q_i = \Delta i_i + l_{ti} \quad (1a) \quad \sum_i q_i = \sum_i \Delta i_i + \sum_i l_{ti} \quad (2a) \quad \sum_i \Delta i_i = 0 \quad (3a) \quad \sum_i q_i = \sum_i l_{ti} \quad (4a)$$

$$q_{ob} = \sum_i q_i = \sum_i l_{ti} = l_{tob} \quad (5b) \quad q_{ob} = l_{ob} = l_{tob} \quad (5c)$$

Praca obiegu jest taka sama bez względu na to czy jest wyznaczona za pomocą prac bezwzględnych czy technicznych dla analizowanego obiegu (rys. 1).

Praca obiegu l_{ob} jest sumą algebraiczną prac wszystkich przemian. Praca przemian, w których czynnik podlega kompresji jest mniejsza od zera ($l_k < 0$), natomiast praca przemian, w których czynnik ekspanduje jest większa od zera ($l_{ex} > 0$). Wyznaczając pracę ekspansji i kompresji dla całego cyklu, praca obiegu może być zapisana jako różnica między całkowitą pracą ekspansji a wartością bezwzględną całkowitej pracy kompresji:

$$l_{ob} = \sum_i l_i \quad l_{ob} = l_{ex} - |l_k| \quad (6)$$

l_{ob} – jednostkowa praca obiegu,

l_i – jednostkowa praca i – tej przemiany,

l_{ex} – całkowita jednostkowa praca przemian z ekspansją czynnika,

l_k – całkowita jednostkowa praca przemian z kompresją czynnika.

Ciepło obiegu q_{ob} jest sumą algebraiczną ciepł przepływających między układem a otoczeniem we wszystkich przemianach. Ciepła przemian, w których jest ono doprowadzane do czynnika jest większe od zera ($q_d > 0$). Ciepła przemian, w których czynnik oddaje ciepło do otoczenia jest mniejsze od zera ($q_w < 0$). Wyznaczając ciepło doprowadzane i oddawane, we wszystkich przemianach cyklu, ciepło obiegu może być zapisane jako różnica między sumarycznym ciepłem doprowadzonym do czynnika ($q_d > 0$), a wartością bezwzględną ($q_w < 0$) sumarycznego ciepła oddanego przez czynnika:

$$q_{ob} = \sum_i q_i \quad q_{ob} = q_d - |q_w| \quad (7)$$

q_{ob} – jednostkowe ciepło obiegu,

q_i – jednostkowe ciepło i – tej przemiany,

q_d – suma jednostkowego ciepła przemian, w których jest ono doprowadzane do czynnika,

q_w – suma jednostkowego ciepła przemian, w których jest ono oddawane przez czynnika.

Ciepło obiegu q_{ob} jest równe pracy obiegu l_{ob} :

$$q_{ob} = l_{ob} = q_d - |q_w| = l_{ex} - |l_k| \quad (8)$$

1.1. Klasyfikacja obiegów

Obiegi dzielimy ze względu na kierunek realizowanych przemian na:

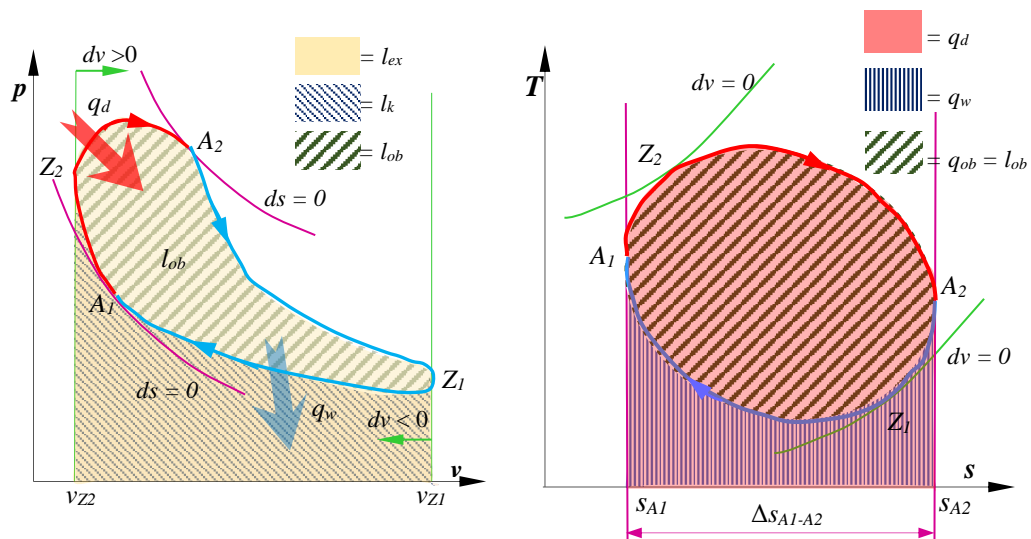
- obiegi prawobieżne – kierunek zachodzących przemian jest zgodny z ruchem wskazówek zegara (rys. 1);
- obiegi lewobieżne – kierunek zachodzących przemian jest przeciwny do ruchu wskazówek zegara (rys. 2).

1.1.1. Obieg prawobieżny (obieg silnikowy)

Obieg prawobieżny jest pokazany, na rysunku 1, w układzie pracy ($p - v$) i układzie ciepła ($T - s$). Charakterystycznymi punktami w obiegu są punkty, w których następuje zmiana kierunku oddziaływania między układem a otoczeniem (Z_1, Z_2, A_1, A_2).

Punkty Z_1 i Z_2 to punkty zwrotne, w których następuje zmiana znaku zmiany objętości. Jeżeli czynnik termodynamiczny znajduje się w stanie Z_1 , to jego objętość jest największa. Po osiągnięciu tego stanu rozpoczyna się faza obiegu, w której następuje zmniejszenie objętości ($dv < 0$) – kompresja czynnika, trwa ona do stanu opisanego przez punkt Z_2 . W przemianie między stanami Z_1 a Z_2 jest wykonana praca kompresji ($dv < 0$) nad układem (czynnikiem). Praca kompresji jest mniejsza od zera $l_k < 0$ (rys. 1). Na rysunku 1 praca kompresji l_k jest powierzchnią ograniczoną krzywą przemiany $Z_1 - Z_2$, stałymi objętościami v_{z1} i v_{z2} oraz osią odciętych v . Po osiągnięciu stanu opisanego przez punkt Z_2 układ ma najmniejszą objętość, od tego stanu następuje faza zwiększania objętości – ekspansja czynnika ($dv > 0$). W czasie ekspansji – przejścia od stanu Z_2 do stanu Z_1 – układ wykonuje pracę nad otoczeniem, praca ekspansji jest większa od zera $l_{ex} > 0$ (rys. 1) Na rysunku 1 praca ekspansji l_{ex} jest powierzchnią ograniczoną krzywą przemiany $Z_2 - Z_1$, stałymi objętościami v_{z2} i v_{z1} oraz osią odciętych v . Praca obiegu l_{ob} na rysunku 1 jest powierzchnią figury opisaną przemianami $Z_1 - Z_2 - Z_1$, czyli stanowi różnicę między pracą ekspansji, a pracą kompresji i jest większa od zera $l_{ob} > 0$

$$l_{ob} = l_{ex} - |l_k| > 0. \quad (9)$$



Rys. 1. Obieg prawobieżny w układzie $p - v$ (pracy) i $T - s$ (ciepła)
 Z_1, Z_2 – punkty zwrotne, A_1, A_2 – punkty adiabaticzne

Drugą parą charakterystycznych punktów w obiegu są punkty adiabaticzne A_1 i A_2 . Gdy czynnik termodynamiczny znajduje się w stanie określonym przez te punkty, to nie ma przepływu ciepła między układem a otoczeniem. Są to punkty zmiany kierunku przepływu ciepła. W przemianie między stanami $A_1 - A_2$ (rys. 1) ciepło jest doprowadzane do czynnika ($ds > 0$). Ciepło doprowadzane do czynnika jest większe od zera $q_d > 0$. Na rysunku 1, w układzie $T - s$, ciepło doprowadzone q_d jest powierzchnią ograniczoną krzywą przemiany $A_1 - A_2$, liniami stałej entropii s_{A1} i s_{A2} oraz osią entropii s . Po osiągnięciu

stanu opisanego punktem A_2 następuje zmiana kierunku przepływu ciepła – ciepło jest oddawane do otoczenia ($ds < 0$) w przemianie $A_2 - A_1$. Ciepło oddawane do dolnego źródła ciepła jest mniejsze od zera $q_w < 0$ (rys. 1). Na rysunku 1, w układzie $T - s$, ciepło wyprowadzane q_w z układu jest powierzchnią ograniczoną krzywą przemiany $A_2 - A_1$, liniami stałej entropii s_{A1} i s_{A2} oraz osią entropii s . Różnica między polem powierzchni ciepła doprowadzonego q_d do czynnika, a polem powierzchni ciepła oddanego q_w przez czynnik do otoczenia jest ciepłem obiegu q_{ob} , które jest równe pracy obiegu l_{ob} .

$$q_{ob} = l_{ob} = q_d - |q_w| > 0 \quad (10)$$

Na rysunku 1 (współrzędne $T - s$) ciepło obiegu/praca obiegu jest powierzchnią wewnętrzną figury ograniczonej przemianami $A_1 - A_2 - A_1$, praca obiegu prawobieżnego jest większa od zera $l_{ob} > 0$, jest to obieg silnikowy.

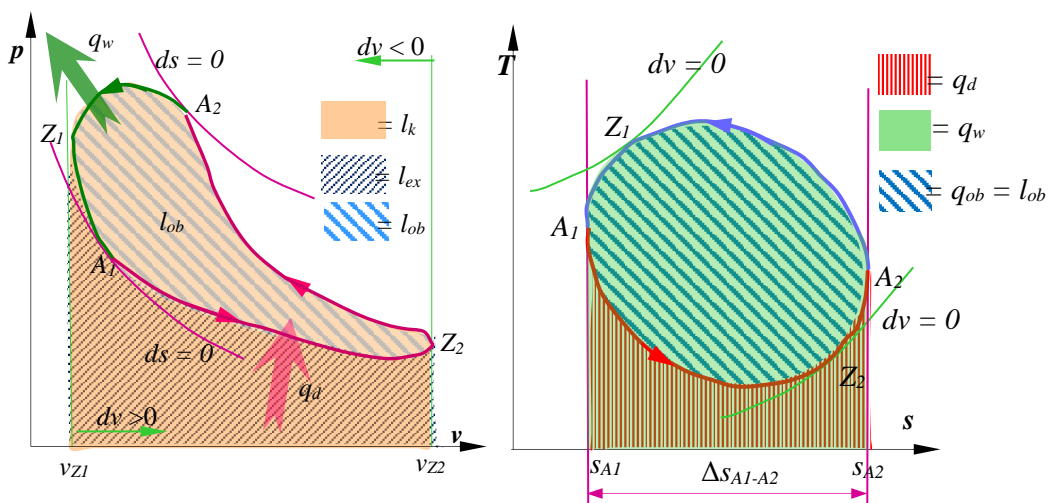
1.1.2. Obieg lewobieżny

(obieg chłodniczy, obieg pompy ciepła, obieg termodynamicznej maszyny roboczej)

Obieg lewobieżny jest pokazany, na rysunku 2, w układzie pracy ($p - v$) i układzie ciepła ($T - s$). Charakterystycznymi punktami w obiegu są punkty, w których następuje zmiana kierunku oddziaływania między układem a otoczeniem (Z_1, Z_2, A_1, A_2).

Punkty Z_1 i Z_2 to punkty zwrotne, w których następuje zmiana znaku zmiany objętości. Jeżeli czynnik termodynamiczny znajduje się w stanie Z_1 , to jego objętość jest najmniejsza. Po osiągnięciu tego stanu rozpoczyna się faza obiegu, w której następuje zwiększanie objętości ($dv > 0$) – ekspansja czynnika, trwa ona do stanu określonego przez punkt Z_2 . W przemianie między stanami Z_1 a Z_2 jest wykonana praca nad otoczeniem ($dv > 0$). Praca ekspansji jest większa od zera $l_{ex} > 0$ (rys. 2). Na rysunku 2 praca ekspansji l_{ex} jest powierzchnią ograniczoną krzywą przemiany $Z_1 - Z_2$, liniami stałej objętości v_{z1} i v_{z2} oraz osią odciętych v . Po osiągnięciu stanu opisanego przez punkt Z_2 układ ma największą objętość, od tego stanu następuje zmniejszanie objętości – kompresja czynnika ($dv < 0$). W czasie kompresji – przejścia od stanu Z_2 do stanu Z_1 – nad czynnikiem jest wykonana praca przez otoczenie, praca kompresji jest mniejsza od zera $l_k < 0$ (rys. 2). Na rysunku 2 praca kompresji l_k jest powierzchnią ograniczoną krzywą przemiany $Z_2 - Z_1$, liniami stałej objętości v_{z2} i v_{z1} oraz osią odciętych v . Praca obiegu l_{ob} , na rysunku 2, jest powierzchnią figury opisaną przemianami $Z_1 - Z_2 - Z_1$, czyli stanowi różnicę między pracą ekspansji, a pracą kompresji i jest mniejsza od zera $l_{ob} < 0$

$$l_{ob} = l_{ex} - |l_k| < 0. \quad (11)$$



Rys. 2. Obieg lewobieżny w układzie $p - v$ (pracy) i $T - s$ (ciepła)
 Z_1, Z_2 – punkty zwrotne, A_1, A_2 – punkty adiabatyczne

Drugą parą charakterystycznych punktów w obiegu są punkty adiabatyczne A_1 i A_2 . Gdy czynnik termodynamiczny znajduje się w stanie określonym przez te punkty, to nie ma przepływu ciepła między układem a otoczeniem. Są to punkty zmiany kierunku przepływu ciepła. W przemianie między stanami $A_1 - A_2$ (rys. 2) ciepło jest doprowadzane do czynnika ($ds > 0$). Ciepło doprowadzane do czynnika jest większe od zera $q_d > 0$. Na rysunku 2, w układzie $T - s$, ciepło doprowadzone q_d jest powierzchnią ograniczoną krzywą przemiany $A_1 - A_2$, liniami stałej entropii s_{A1} i s_{A2} oraz osią entropii s . Po osiągnięciu stanu opisanego punktem A_2 następuje zmiana kierunku przepływu ciepła – ciepło jest oddawane do otoczenia ($ds < 0$) w przemianie $A_2 - A_1$. Ciepło oddawane do otoczenia jest mniejsze od zera $q_w < 0$ (rys. 2). Na rysunku 2, w układzie $T - s$, ciepło q_w oddawane z układu jest powierzchnią ograniczoną krzywą przemiany $A_2 - A_1$, liniami stałej entropii s_{A2} i s_{A1} oraz osią entropii s . Różnica między polem powierzchni ciepła doprowadzonego q_d do czynnika, a polem powierzchni ciepła oddanego q_w przez czynnik do otoczenia jest ciepłem obiegu q_{ob} , które jest równe pracy obiegu l_{ob} .

$$q_{ob} = l_{ob} = q_d - |q_w| < 0 \quad (12)$$

Na rysunku 2 (współrzędne $T - s$) ciepło obiegu/praca obiegu jest powierzchnią wewnętrzną figury ograniczonej przemianami $A_1 - A_2 - A_1$, praca obiegu lewobieżnego jest mniejsza od zera $l_{ob} < 0$, jest to obieg chłodniczy/pompy ciepła (roboczej maszyny termodynamicznej).

2. Sprawność (efektywność) termodynamiczna obiegu

Sprawność energetyczna/termodynamiczna η_t obiegu jest definiowana jako stosunek efektu energetycznego E_e działania układu (energii wyprowadzonej z układu) do nakładu energetycznego E_n (energii doprowadzonej do układu).

$$\eta_t = \frac{E_e}{E_n} \quad (13)$$

η_t – sprawność energetyczna/termodynamiczna obiegu,

E_e – efekt energetyczny obiegu,

E_n – nakład energetyczny obiegu.

W termodynamice efekt i nakład energetyczny układu mogą być energią w postaci ciepła lub pracy. W obiegu termodynamicznym istotna jest suma algebraiczna prac wszystkich przemian, czyli praca obiegu l_{ob} . Praca obiegu l_{ob} może być zarówno postacią nakładu energetycznego (energii doprowadzonej do układu) $l_{ob} < 0$, jak i postacią efektu energetycznego (energii wyprowadzonej z układu) $l_{ob} > 0$.

Do realizacji obiegów termodynamicznych konieczne jest istnienie dwóch źródeł ciepła: górnego (gorącego) o wysokiej temperaturze T_I i dolnego (zimnego) o temperaturze niskiej T_{II} . Przepływ ciepła odbywa się między źródłami ciepła a czynnikiem termodynamicznym. Ciepło przepływające między układem, a źródłami ciepła może być efektem energetycznym q_e jak również nakładem energetycznym q_n w zależności od realizowanego przez układ obiegu.

2.1. Sprawność termodynamiczna obiegu prawobieżnego

Obieg prawobieżny jest obiegiem silnikowym. Efektem realizacji obiegu silnika cieplnego jest uzyskana praca obiegu l_{ob} . Praca obiegu jest uzyskana kosztem doprowadzonego ciepła q_d . Uwzględniając pracę obiegu l_{ob} i ciepło q_d doprowadzone do układu w zależności (13) sprawność termodynamiczna/energetyczna silnika cieplnego (prawobieżnego obiegu) jest wyrażona wzorem:

$$\eta_{ts} = \frac{l_{ob}}{q_d} \quad (14)$$

η_{ts} – sprawność termodynamiczna silnika cieplnego (obiegu prawobieżnego),

l_{ob} – jednostkowa praca obiegu prawobieżnego,

q_d – jednostkowe ciepło doprowadzone do obiegu.

Uwzględniając we wzorze (14) zależność (10) sprawność termodynamiczną/energetyczną obiegu prawobieżnego opisuje wzór:

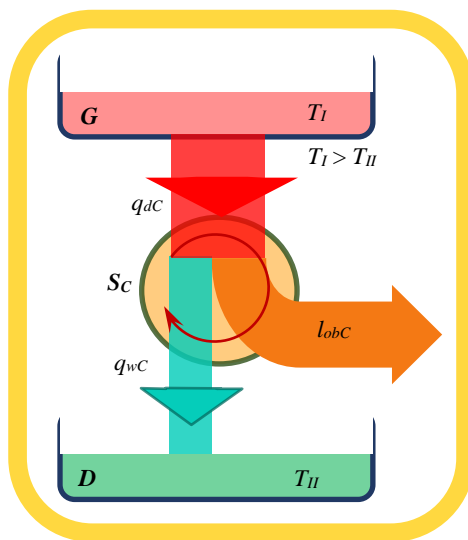
$$\eta_{ts} = \frac{q_d - |q_w|}{q_d} \quad (15) \quad \eta_{ts} = 1 - \frac{|q_w|}{q_d} \quad (15a)$$

q_w – jednostkowe ciepło wyprowadzone z obiegu ($q_w < 0$).

Do działania silnika cieplnego realizującego obieg prawobieżny konieczne są dwa źródła ciepła. Górne źródło ciepła o wysokiej temperaturze T_I , z którego jest doprowadzane ciepło q_d ($q_d > 0$) do czynnika i dolne źródło ciepła o temperaturze niskiej T_{II} , do którego czynnik wyprowadza ciepło q_w ($q_w < 0$).

2.1.1. Prawobieżny obieg Carnota (silnik Carnota) Sprawność prawobieżnego obiegu Carnota

Dążymy do tego, aby obieg prawobieżny pracował z jak największą efektywnością konwersji doprowadzonej energii na pracę uzyskaną w obiegu. Największą efektywność będzie miał obieg, w którym będą realizowane przemiany odwracalne (bez strat energii). Takim obiegiem jest prawobieżny obieg Carnota (silnik Carnota). Cykl Carnota jest realizowany w odwracalnym silniku, którego schemat jest pokazany na rysunku 3. Termodynamicznym czynnikiem obiegowym w obiegu Carnota jest gaz doskonały. Ciepło q_{dC} doprowadzane jest do czynnika obiegowego ze źródła górnego o nieskończonej pojemności cieplnej. Górne źródło ciepła jest źródłem o stałej temperaturze ($T_I = \text{idem}$). W odwracalnym silniku cieplnym S_C Carnota jest realizowany cykl przemian, którego efektem jest wyprowadzona z układu praca obiegu l_{obC} . Czynnik roboczy oddaje ciepło q_{wC} do źródła dolnego o nieskończonej pojemności cieplnej. Dolne źródło ciepła jest źródłem o stałej temperaturze ($T_{II} = \text{idem}$).



Rys. 3. Schemat odwracalnego silnika Carnota

G – górne źródło ciepła, D – dolne źródło ciepła, S_C – odwracalny silnik Carnota, q_{dC} – jednostkowe ciepło doprowadzone do silnika Carnota, q_{wC} – jednostkowe ciepło oddane przez silnik Carnota, l_{obC} – jednostkowa praca silnika Carnota, T_I – temperatura górnego źródła ciepła, T_{II} – temperatura dolnego źródła ciepła

W obiegu Carnota gaz doskonały podlega czterem odwracalnym przemianom (rys.4). Przemiana 1 – 2 to przemiana izentropowa ($ds = 0$), w której następuje ekspansja gazu doskonałego. Przemiana 2 – 3 jest przemianą izotermiczną ($T_{II} = \text{idem}$, $dT = 0$), w której czynnik roboczy oddaje ciepło do dolnego źródła ciepła. W przemianie 3 – 4 gaz doskonały podlega izentropowej ($ds = 0$) kompresji. W przemianie 4 – 1 jest realizowane izotermiczne ($T_I = \text{idem}$, $dT = 0$) doprowadzanie ciepła

do czynnika roboczego. Odwracalny obieg Carnota dla gazu doskonałego jest pokazany na rysunku 4 w układzie pracy ($p - v$) i ciepła ($T - s$).

W przemianach izentropowych 1 – 2 (ekspansja czynnika) i 3 – 4 (kompresja czynnika) nie ma wymiany ciepła między układem, a otoczeniem (źródłami ciepła, $q_{1-2} = 0$ i $q_{3-4} = 0$). Przepływ ciepła między silnikiem, a źródłami ciepła jest realizowany w dwóch przemianach izotermicznych 2 – 3 oraz 4 – 1. W izotermicznej przemianie 2 – 3 ciepło jest odprowadzane z układu do dolnego źródła ciepła $q_{2-3} = q_{wC} < 0$. Natomiast w izotermicznej przemianie 4 – 1 ciepło jest doprowadzane do czynnika z górnego źródła ciepła $q_{4-1} = q_{dC} > 0$. Ciepła przepływające między silnikiem Carnota, a źródłami ciepła można obliczyć wykorzystując zależność definicyjną entropii

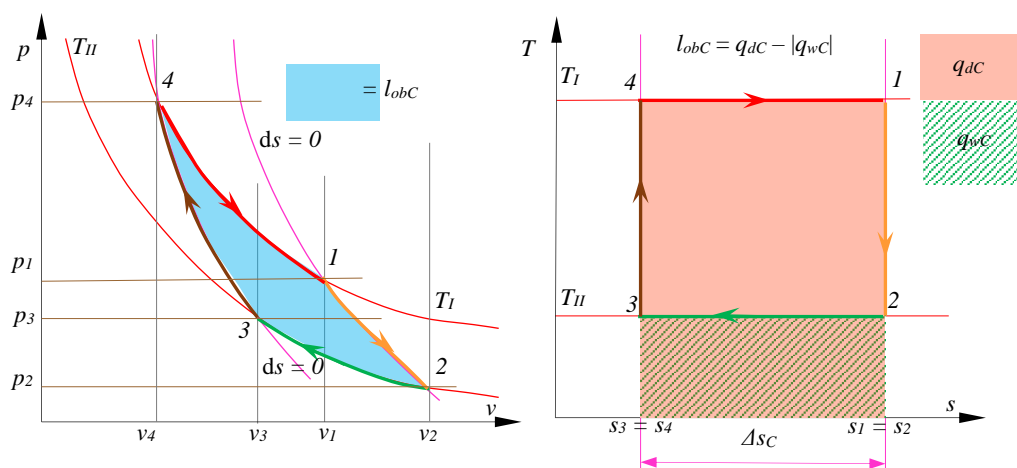
$$ds = \frac{\delta q}{T} \quad \delta q = T ds \quad (16)$$

ds – nieskończenie mała zmiana entropii,
 δq – elementarna ilość ciepła,
 T – temperatura bezwzględna.

Dla przemiany izotermicznej ilość ciepła, wykorzystując wzór (16), można wyrazić zależnością

$$q_T = T \Delta s_T \quad (17)$$

q_T – jednostkowa ilość ciepła w przemianie izotermicznej,
 Δs_T – zmiana entropii właściwej w przemianie izotermicznej,
 T – temperatura bezwzględna przemiany izotermicznej.



Rys. 4. Prawobieżny obieg Carnota dla gazu doskonałego w układzie pracy ($p - v$) i ciepła ($T - s$)
 1 – 2 – przemiana izentropowa (izentropowa ekspansja gazu), 2 – 3 – przemiana izotermiczna (izotermiczne odprowadzanie ciepła do dolnego źródła), 3 – 4 – przemiana izentropowa (izentropowa kompresja gazu), 4 – 1 – przemiana izotermiczna (izotermiczne doprowadzanie ciepła z górnego źródła do gazu), T_I – temperatura górnego źródła ciepła, T_{II} – temperatura dolnego źródła ciepła

Wykorzystując wzór (17) do analizy obiegu Carnota przedstawionego w układzie $T - s$ (rys. 4), można zapisać zależności określające ilość ciepła w przemianach izotermicznych 2 – 3 oraz 4 – 1. Ilość ciepła przepływająca między silnikiem Carnota, a dolnym źródłem ciepła w izotermicznej przemianie 2 – 3 wyraża zależność:

$$q_{2-3} = q_{wC} = T_{II} (s_3 - s_2) \quad (18)$$

q_{2-3} – jednostkowe ciepło przemiany 2 – 3,
 q_{wC} – jednostkowe ciepło oddane/wyprowadzone z silnika Carnota do otoczenia,
 s_2, s_3 – entropia właściwa czynnika roboczego w stanie 2 i 3,
 T_{II} – temperatura bezwzględna dolnego źródła ciepła.

Entropia gazu doskonałego w stanie 3 jest mniejsza od jego entropii w stanie 2: $s_3 < s_2$, oznacza to, że $s_3 - s_2 < 0$. W konsekwencji ciepło przepływające między silnikiem Carnota, a dolnym źródłem jest mniejsze od zera $q_{2-3} = q_{wC} < 0$

$$q_{2-3} = q_{wC} = T_{II} \Delta s_{2-3} < 0 \quad (18a)$$

Ciepło przepływające między silnikiem Carnota, a dolnym źródłem ciepła jest ciepłem wyprowadzonym $q_{wC} < 0$. We wzorze (15) opisującym sprawność η_{ts} silnika cieplnego występuje wartość bezwzględna ciepła oddanego przez czynnik roboczy do otoczenia,

$$|q_{2-3}| = |q_{wC}| = T_{II} |\Delta s_{2-3}| \quad (19)$$

Ilość ciepła przepływająca między górnym źródłem ciepła, a silnikiem Carnota w izotermicznej przemianie 4 – 1 wyraża zależność:

$$q_{4-1} = q_{dC} = T_I (s_1 - s_4) \quad (20)$$

q_{4-1} – jednostkowe ciepło przemiany 4 – 1,
 q_{dC} – jednostkowe ciepło doprowadzone do układu z otoczenia,
 s_1, s_4 – entropia właściwa czynnika roboczego w stanie 1 i 4,
 T_I – temperatura bezwzględna górnego źródła ciepła.

Entropia gazu doskonałego w stanie 1 jest większa od jego entropii w stanie 4: $s_1 > s_4$, oznacza to, że $s_1 - s_4 > 0$. W konsekwencji ciepło przepływające między górnym źródłem, a silnikiem Carnota jest większe od zera $q_{4-1} = q_{dC} > 0$

$$q_{4-1} = q_{dC} = T_I \Delta s_{4-1} > 0 \quad (20a)$$

Ciepło przepływające między górnym źródłem ciepła, a silnikiem Carnota jest ciepłem doprowadzonym $q_{dC} > 0$.

Uwzględniając zależności (19) i (20) w relacji (15) opisującej sprawność silnika cieplnego otrzymujemy wzór na sprawność termodynamiczną odwracalnego silnika Carnota

$$\eta_{tsC} = \frac{q_{dC} - |q_{wC}|}{q_{dC}} \quad \eta_{tsC} = \frac{T_I \Delta s_{4-1} - T_{II} |\Delta s_{2-3}|}{T_I \Delta s_{4-1}} \quad (21)$$

Jeżeli we wzorze (21) uwzględnimy, że $s_1 = s_2$ i $s_3 = s_4$ (rys. 4), to można zapisać równość

$$\Delta s_{4-1} = |\Delta s_{2-3}| = \Delta s_C \quad (22)$$

Δs_C – wartość bezwzględna właściwej zmiany entropii w izotermicznych przemianach w obiegu Carnota.

Biorąc pod uwagę (22) we wzorze (21) otrzymujemy

$$\eta_{tsC} = \frac{(T_I - T_{II}) \Delta s_C}{T_I \Delta s_C} \quad \eta_{tsC} = \frac{T_I - T_{II}}{T_I} \quad (23) \quad \eta_{tsC} = 1 - \frac{T_{II}}{T_I} \quad (23a)$$

Sprawność termodynamiczna η_{tsC} odwracalnego obiegu Carnota (silnika Carnota) jest określona wzorami (23). Zależy ona tylko od temperatury bezwzględnej górnego i dolnego źródła ciepła. Jest to największa sprawność termodynamiczna η_{tsC} jaką może osiągnąć silnik cieplny przy zadanych temperaturach górnego T_I i dolnego T_{II} źródła ciepła. Temperatura T_{II} dolnego źródła ciepła zawsze jest większa od zera $T_{II} > 0$, oznacza to, że sprawność termodynamiczna η_{tsC} silnika Carnota jest zawsze mniejsza od 1 ($\eta_{tsC} < 1$). Każdy inny silnik, który nie jest odwracalnym silnikiem Carnota, (może to być odwracalny obieg inny niż obieg Carnota, może to być obieg nieodwracalny), będzie miał sprawność

mniejszą od sprawności odwracalnego silnika Carnota pracującego przy zadanych temperaturach bezwzględnych T_I górnego źródła ciepła i T_{II} dolnego źródła ciepła.

$$\eta_{ts} < \eta_{tsC} \quad (24)$$

η_{ts} – sprawność dowolnego silnika cieplnego pracującego między źródłami ciepła o temperaturach T_I i T_{II} .

2.2. Współczynnik efektywności termodynamicznej obiegu lewobieźnego

Obieg lewobieźny jest obiegiem termodynamicznej maszyny roboczej. Lewobieźny obieg jest obiegiem, w którym kosztem doprowadzonej z zewnątrz pracy następuje transport energii ze źródła dolnego do źródła górnego. Doprowadzona praca jest sumą algebraiczną prac wszystkich przemian w obiegu, jest to praca obiegu l_{ob} . Praca ta jest mniejsza od zera $l_{ob} < 0$. Oczekiwanym efektem energetycznym może być ilość ciepła doprowadzona do czynnika q_d ($q_d > 0$) ze źródła dolnego o niskiej temperaturze lub ilość ciepła przekazana q_w ($q_w < 0$) przez czynnik do źródła górnego o wysokiej temperaturze. W pierwszym przypadku obieg realizuje cykl chłodniczy (ziębniczy), w drugim jest to pompa ciepła. Rozróżnienie na obieg chłodniczy i obieg pompy ciepła powoduje, że współczynniki efektywności energetycznej muszą być zdefiniowane z rozróżnieniem na obieg chłodniczy i obieg pompy ciepła. W odniesieniu do obiegów lewobieźnych stosujemy określenie współczynnik efektywności lub wydajności energetycznej/termodynamicznej obiegu lewobieźnego (chłodniczego lub pompy ciepła), zamiast współczynnik sprawności z tego względu, że jego wartość jest większa od jeden. Współczynnik efektywności/wydajności obiegu lewobieźnego oznaczamy przez ε_l .

2.2.1. Współczynnik efektywności ε_{ich} obiegu chłodniczego (ziębniczego)

W lewobieźnym obiegu chłodniczym oczekiwanym efektem energetycznym jest ciepło pobrane q_d ($q_d > 0$) przez czynnik termodynamiczny ze źródła dolnego o niskiej temperaturze. Przepływ ciepła ze źródła dolnego do obiegu chłodniczego odbywa się kosztem doprowadzonej z zewnątrz pracy obiegu l_{ob} ($l_{ob} < 0$). Współczynnik efektywności ε_{ich} obiegu chłodniczego jest opisany zależnością:

$$\varepsilon_{ich} = \frac{q_d}{|l_{ob}|} \quad (25)$$

ε_{ich} – współczynnik efektywności/wydajności obiegu chłodniczego,

q_d – jednostkowe ciepło doprowadzone do czynnika termodynamicznego z dolnego źródła ciepła,

l_{ob} – jednostkowa praca obiegu.

We wzorze (25) występuje wartość bezwzględna pracy obiegu ($l_{ob} < 0$), ponieważ chcemy współczynnik efektywności ε_{ich} opisać przez liczbę dodatnią.

Praca obiegu lewobieźnego jest określona przez różnicą między ciepłem doprowadzonym, a wyprowadzonym z obiegu

$$l_{ob} = q_d - |q_w| < 0 \quad (26)$$

q_w – jednostkowe ciepło oddane przez czynnik termodynamiczny do górnego źródła ciepła.

Uwzględniając zależność (26) w definicji (25) wzór na współczynnik efektywności ε_{ich} obiegu chłodniczego przyjmuje postać

$$\varepsilon_{ich} = \frac{q_d}{|q_d - |q_w||} \quad (27)$$

2.2.2. Współczynnik efektywności ε_{ipc} obiegu pompy ciepła

W lewobieźnym obiegu pompy ciepła oczekiwanym efektem energetycznym jest ciepło oddane q_w ($q_w < 0$) przez czynnik termodynamiczny (ciepło wyprowadzone z obiegu) do źródła górnego o wysokiej temperaturze. Przepływ ciepła od czynnika roboczego do górnego źródła odbywa się kosztem doprowadzonej z zewnątrz pracy obiegu l_{ob} ($l_{ob} < 0$). Współczynnik efektywności ε_{ipc} obiegu pompy ciepła jest opisany zależnością:

$$\varepsilon_{ipc} = \frac{|q_w|}{|l_{ob}|} \quad (28)$$

ε_{ipc} – współczynnik efektywności/wydajności obiegu pompy ciepła,

q_w – jednostkowe ciepło oddane przez czynnik termodynamiczny do górnego źródła ciepła,

l_{ob} – jednostkowa praca obiegu.

We wzorze (28) występują wartości bezwzględne ciepła oddanego ($q_w < 0$) i pracy obiegu ($l_{ob} < 0$), ponieważ zgodnie z przyjętą konwencją znakowania przepływów energii między układem a otoczeniem, są one mniejsze od zera. Praca obiegu lewobieźnego (26) jest określona przez różnicą między ciepłem doprowadzonym a wyprowadzonym z obiegu. Uwzględniając relacje (26) w zależności (28) współczynnik efektywności obiegu pompy ciepła przyjmuje postać

$$\varepsilon_{ipc} = \frac{|q_w|}{|q_d - |q_w||} \quad (29)$$

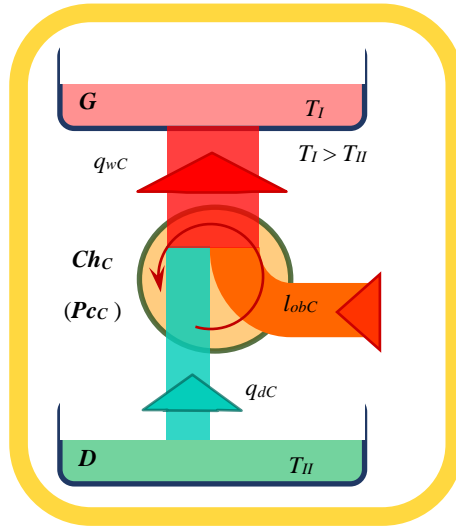
2.3. Lewobieźny obieg Carnota

Lewobieźny odwracalny obieg Carnota jest obiegiem, który posiada najwyższe wartości współczynnika efektywności energetycznej zarówno dla pracy w trybie chłodziarki jak i pompy ciepła. Lewobieźny cykl Carnota jest realizowany w odwracalnej chłodziarce (ziębiarce) lub pompie ciepła. Schemat roboczej maszyny Carnota jest pokazany na rysunku 5. Termodynamicznym czynnikiem obiegowym w obiegu Carnota jest gaz doskonały. Ciepło q_{dc} doprowadzane jest do czynnika obiegowego ze źródła dolnego o nieskończenie dużej pojemności cieplnej. Dolne źródło ciepła jest źródłem o stałej temperaturze ($T_H = \text{idem}$). Czynnik roboczy oddaje ciepło q_{wc} do źródła górnego o nieskończenie dużej pojemności cieplnej. Górne źródło ciepła jest źródłem o stałej temperaturze ($T_I = \text{idem}$). Przepływ ciepła między układem, a źródłami ciepła odbywa się w wyniku wykonanej nad układem pracy obiegu l_{obc} . Schemat odwracalnej maszyny roboczej Carnota pokazanej na rysunku 5 może być analizowany jako układ chłodniczy Ch_C , jeżeli celem działania jest chłodzenie źródła dolnego (doprowadzanie ciepła q_{dc} do układu) lub jako układ pompy ciepła Pc_C , jeżeli celem działania jest ogrzanie źródła górnego (oddanie ciepła q_{wc} do źródła górnego).

W odwracalnej chłodziarce Carnota Ch_C (rys. 5) jest realizowany cykl przemian, którego efektem jest ilość ciepła q_{dc} doprowadzana do układu. Ciepło doprowadzane do układu q_{dc} jest pobierane z dolnego źródła ciepła o stałej temperaturze T_H ($T_H = \text{idem}$). Przepływ ciepła ze źródła dolnego do obiegu chłodniczego odbywa się w wyniku wykonanej nad układem pracy obiegu l_{obc} .

W odwracalnej pompie ciepła Carnota Pc_C (rys. 5) jest realizowany cykl przemian, którego efektem jest ilość ciepła q_{wc} oddana z układu. Ciepło odprowadzane z układu q_{wc} przepływa do górnego źródła ciepła o stałej temperaturze T_I ($T_I = \text{idem}$). Przepływ ciepła z obiegu pompy ciepła do źródła górnego odbywa się w wyniku wykonanej nad układem pracy obiegu l_{obc} .

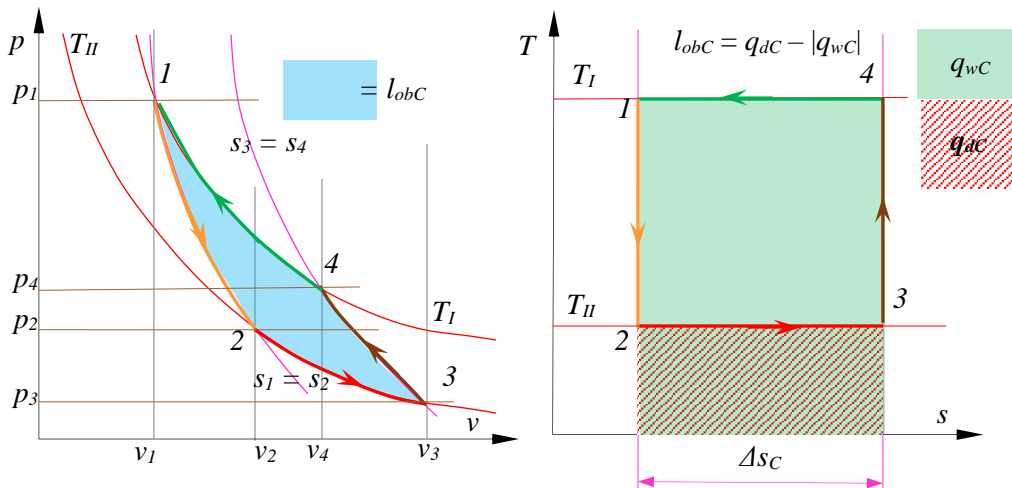
W lewobieźnym obiegu Carnota gaz doskonały podlega czterem odwracalnym przemianom (rys. 6). Przemiana 1 – 2 to przemiana izentropowa ($ds = 0$), w której następuje ekspansja gazu doskonałego. Przemiana 2 – 3 jest przemianą izotermiczną ($T_H = \text{idem}$, $dT = 0$), w której czynnik roboczy pobiera ciepło z dolnego źródła. W przemianie 3 – 4 gaz doskonały podlega izentropowej ($ds = 0$) kompresji. W przemianie 4 – 1 jest realizowane izotermiczne ($T_I = \text{idem}$, $dT = 0$) odprowadzanie ciepła od czynnika roboczego. Odwracalny lewobieźny obieg Carnota dla gazu doskonałego jest pokazany na rysunku 6 w układzie pracy ($p - v$) i ciepła ($T - s$).



Rys. 5. Schemat odwracalnej chłodziarki/pompy ciepła Carnota

G – górne źródło ciepła, D – dolne źródło ciepła, Ch_C – odwracalna chłodziarka Carnota (P_{CC} – odwracalna pompa ciepła Carnota), q_{dC} – jednostkowe ciepło doprowadzane do obiegu Carnota, q_{wC} – jednostkowe ciepło oddane przez czynnik roboczy w obiegu Carnota, l_{obC} – jednostkowa praca obiegu Carnota, T_I – temperatura górnego źródła ciepła, T_{II} – temperatura dolnego źródła ciepła

W przemianach izentropowych 1 – 2 (ekspansja czynnika) i 3 – 4 (kompresja czynnika) nie ma wymiany ciepła między układem a otoczeniem ($q_{1-2} = 0$ i $q_{3-4} = 0$). Przepływ ciepła między chłodziarką/pompą ciepła, a źródłami ciepła jest realizowany w dwóch przemianach izotermicznych 2 – 3 oraz 4 – 1. W izotermicznej przemianie 2 – 3 ciepło jest doprowadzane do układu (chłodziarki/pompy ciepła) z dolnego źródła ciepła $q_{2-3} = q_{dC} > 0$. Natomiast w izotermicznej przemianie 4 – 1 ciepło jest odprowadzane od czynnika do górnego źródła ciepła $q_{4-1} = q_{wC} < 0$. Ciepła przepływające między układem Carnota, a źródłami ciepła można obliczyć wykorzystując zależność definicyjną entropii opisaną w punkcie 2.1.1.



Rys. 6. Lewobieżny obieg Carnota dla gazu doskonałego w układzie pracy ($p - v$) i ciepła ($T - s$)

1 – 2 – przemiana izentropowa (izentropowa ekspansja gazu), 2 – 3 – przemiana izotermiczna (izotermiczne doprowadzanie ciepła z dolnego źródła do gazu), 3 – 4 – przemiana izentropowa (izentropowa kompresja gazu), 4 – 1 – przemiana izotermiczna (izotermiczne odprowadzanie ciepła do górnego źródła), T_I – temperatura górnego źródła ciepła, T_{II} – temperatura dolnego źródła ciepła

Wykorzystując wzór (17) do analizy lewobieżnego obiegu Carnota przedstawionego w układzie $T - s$ (rys. 6), można zapisać zależności określające ilość ciepła w przemianach izotermicznych 2 – 3

oraz 4 – 1. Ilość ciepła przepływająca między maszyną Carnota, a dolnym źródłem ciepła w izotermicznej przemianie 2 – 3 wyraża zależność:

$$q_{2-3} = q_{dC} = T_H (s_3 - s_2) \quad (30)$$

q_{2-3} – jednostkowe ciepło przemiany 2 – 3,
 q_{dC} – jednostkowe ciepło doprowadzone do chłodziarki/pompy ciepła Carnota ze źródła dolnego,
 s_2, s_3 – entropia właściwa czynnika roboczego w stanie 2 i 3,
 T_H – temperatura bezwzględna dolnego źródła ciepła.

Entropia gazu doskonałego w stanie 3 jest większa od jego entropii w stanie 2: $s_3 > s_2$, oznacza to, że $s_3 - s_2 > 0$. W konsekwencji ciepło przepływające między maszyną Carnota, a dolnym źródłem jest większe od zera $q_{2-3} = q_{dC} > 0$

$$q_{2-3} = q_{dC} = T_H \Delta s_{2-3} > 0 \quad (30a)$$

Ilość ciepła przepływająca między chłodziarką/pompą ciepła Carnota, a górnym źródłem ciepła w izotermicznej przemianie 4 – 1 wyraża zależność:

$$q_{4-1} = q_{wC} = T_L (s_1 - s_4) \quad (31)$$

q_{4-1} – jednostkowe ciepło przemiany 4 – 1,
 q_{wC} – jednostkowe ciepło wyprowadzone z chłodziarki/pompy ciepła do górnego źródła ciepła,
 s_1, s_4 – entropia właściwa czynnika roboczego w stanie 1 i 4,
 T_L – temperatura bezwzględna górnego źródła ciepła.

Entropia gazu doskonałego w stanie 1 jest mniejsza od jego entropii w stanie 4: $s_1 < s_4$, oznacza to, że $s_1 - s_4 < 0$. W konsekwencji ciepło przepływające między górnym źródłem, a chłodziarką/pompą ciepła Carnota jest mniejsze od zera $q_{4-1} = q_{wC} < 0$

$$q_{4-1} = q_{wC} = T_L \Delta s_{4-1} < 0 \quad (31a)$$

Ciepło przepływające między chłodziarką/pompą ciepła Carnota, a górnym źródłem ciepła jest ciepłem wyprowadzonym $q_{wC} < 0$.

Ciepło przepływające między maszyną Carnota, a górnym źródłem ciepła jest ciepłem wyprowadzonym $q_{wC} < 0$. We wzorach opisujących efektywność termodynamiczną lewobieżnych obiegów występuje wartość bezwzględna ciepła oddanego przez czynnik roboczy do górnego źródła ciepła

$$|q_{4-1}| = |q_{wC}| = T_L |\Delta s_{4-1}| \quad (32)$$

2.3.1. Współczynnik efektywności ε_{ichC} chłodniczego (ziębniczego) obieg Carnota

Uwzględniając relacje (30) i (31) w zależności (27) zapisujemy wzór na współczynnik efektywności ε_{ichC} chłodniczego obiegu Carnota

$$\varepsilon_{ichC} = \frac{q_{dC}}{|q_{dC} - |q_{wC}||} \quad \varepsilon_{ichC} = \frac{T_H \Delta s_{2-3}}{|T_H \Delta s_{2-3} - T_L |\Delta s_{4-1}||} \quad (33)$$

Jeżeli we wzorze (23) uwzględnimy, że $s_1 = s_2$ i $s_3 = s_4$ (rys. 6), to można zapisać równość

$$\Delta s_{2-3} = |\Delta s_{4-1}| = \Delta s_C \quad (34)$$

Δs_C – wartość bezwzględna właściwej zmiany entropii w izotermicznych przemianach w obiegu Carnota.

Biorąc pod uwagę (34) we wzorze (33) otrzymujemy

$$\varepsilon_{ichC} = \frac{T_{II} \Delta s_C}{|T_{II} - T_I| \Delta s_C} \quad (35) \quad \varepsilon_{ichC} = \frac{T_{II}}{|T_{II} - T_I|} \quad (35a)$$

Współczynnik efektywności termodynamicznej ε_{ichC} chłodniczego obiegu Carnota jest określony wzorami (35). Zależy on tylko od temperatury bezwzględnej dolnego i górnego źródła ciepła. Określa on największą możliwą wartość współczynnika efektywności termodynamicznej ε_{ichC} jaką może osiągnąć chłodziarka przy zadanych temperaturach górnego T_I i dolnego T_{II} źródła ciepła.

2.3.2. Współczynnik efektywności ε_{ipcC} obiegu pompy ciepła Carnota

Uwzględniając relacje (30) i (31) w zależności (29) zapisujemy wzór na współczynnik efektywności ε_{ipcC} obiegu pompy ciepła Carnota

$$\varepsilon_{ipc} = \frac{|q_w|}{|q_d - |q_w||} \quad \varepsilon_{ipcC} = \frac{T_I |\Delta s_{4-1}|}{|T_{II} \Delta s_{2-3} - T_I |\Delta s_{4-1}|} \quad (36)$$

Po uwzględnieniu warunku (34) wzór na współczynnik efektywności ε_{ipcC} obiegu pompy ciepła Carnota przyjmuje postać

$$\varepsilon_{ipcC} = \frac{T_I \Delta s_C}{|T_{II} - T_I| \Delta s_C} \quad \varepsilon_{ipcC} = \frac{T_I}{|T_{II} - T_I|} \quad (37)$$

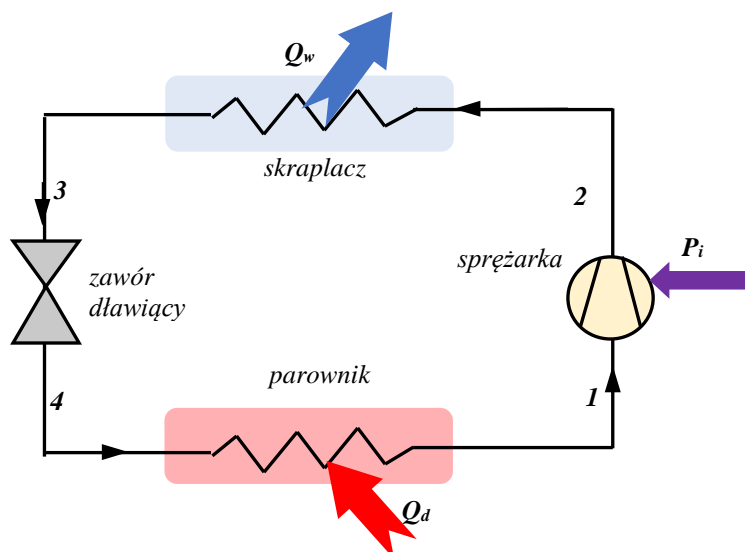
Współczynnik efektywności termodynamicznej ε_{ipcC} obiegu pompy ciepła Carnota jest określony wzorami (37). Zależy on tylko od temperatury bezwzględnej dolnego i górnego źródła ciepła. Określa on największą możliwą wartość współczynnika efektywności termodynamicznej ε_{ipcC} jaką może osiągnąć pompa ciepła przy zadanych temperaturach górnego T_I i dolnego T_{II} źródła ciepła.

3. Obieg lewobieżny

Obiegi Carnota były analizowane dla termodynamicznego układu zamkniętego. Układ zawierający stałą masę czynnika (gazu doskonałego) był doprowadzany do kontaktu ze źródłami ciepła (górnym i dolnym) i następował przepływ ciepła w warunkach izotermicznych. Po przerwaniu kontaktu układu ze źródłami ciepła czynnik, znajdujący się w układzie, podlegał ekspansji lub kompresji. W układach rzeczywistych cykl lewobieżny jest realizowany przez zespół elementów, przez które przepływa czynnik. Każdy z elementów stanowiących maszynę roboczą stanowi otwarty układ termodynamiczny, realizujący jedną przemianę obiegu. Przemiany są realizowane w kolejnych elementach układu stanowiącego chłodziarkę lub pompę ciepła.

Efektywność energetyczna rzeczywistych cykli będzie największa, jeżeli będą one zbliżone do obiegu Carnota. Przepływ ciepła przy stałej temperaturze może być zrealizowany przy przejściach fazowych – parowaniu i skraplaniu. Przemiany izentropowe, w których występuje wzrost ciśnienia lub jego obniżenie (kompresja, ekspansja) mogą być zastąpione procesami adiabatycznymi. Czynnik termodynamiczny realizujący takie przemiany występuje w obiegu w dwóch stanach skupienia: ciekłym i gazowym. Do realizacji czterech przemian potrzebne są cztery elementy układu, w których przebiegają poszczególne przemiany. Do zrealizowania lewobieżnego obiegu konieczna jest sprężarka, skraplacz, rozprężarka i parownik. W układach rzeczywistych rozprężarka jest zastąpiona przez zawór dławiący/rozprężny, w którym następuje zmniejszenie ciśnienia. Schemat maszyny roboczej, w której realizowany jest lewobieżny obieg przedstawia rysunek 7. W układzie pokazanym na rysunku 7. praca doprowadzana do czynnika jest za pomocą sprężarki, dlatego takie rozwiązania nazywa się

sprężarkowymi chłodziarkami lub sprężarkowymi pompami ciepła. Schemat technologiczny jest taki sam dla chłodziarki i pompy ciepła.



Rys. 7. Schemat sprężarkowej maszyny roboczej realizującej obieg lewobieżny (chłodziarka sprężarkowa lub sprężarkowa pompa ciepła)

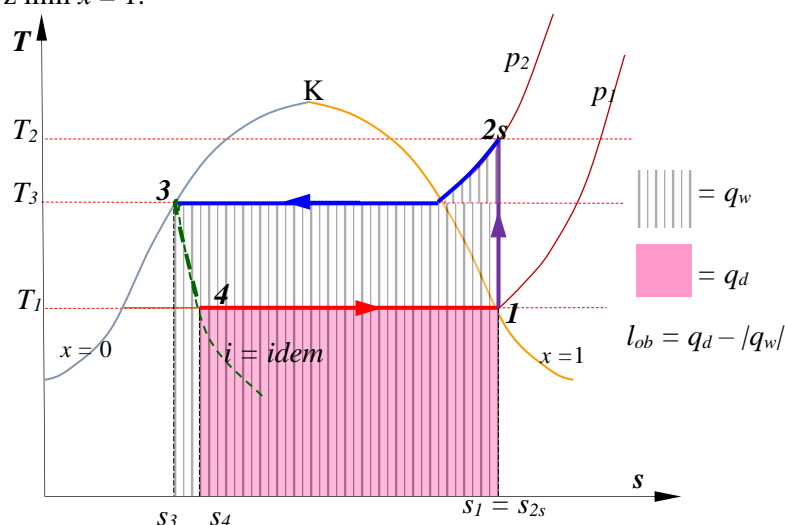
Do sprężarki (rys. 7) dopływa para nasycona sucha o niskim ciśnieniu i temperaturze (stan 1). W sprężarce para jest sprężana, w wyniku tego procesu wzrasta ciśnienie i temperatura czynnika (stan 2). Za sprężarką para jest przegrzana. Proces sprężania jest realizowany dzięki pracy wykonanej nad czynnikiem. Przegrzana para przepływa do skraplacza, w którym następuje jej skroplenie przy stałym ciśnieniu. W początkowej fazie w skraplaczu, przy stałym ciśnieniu, para jest schładzana od temperatury przegrzania do temperatury nasycenia przy zadanym ciśnieniu. Po rozpoczęciu przejścia fazowego (skraplania) temperatura i ciśnienie czynnika nie ulegają zmianie (przemiana izobaryczno – izotermiczna). W skraplaczu czynnik odprowadza ciepło do górnego źródła ciepła (otoczenia), za skraplaczem czynnik roboczy ma parametry określone stanem 3 (stan nasycenia dla fazy ciekłej, $x = 0$). Następną przemianą jest realizowana w zaworze dławiącym, w którym obniża się ciśnienie i temperatura czynnika. Przepływ przez zawór dławiący przebiega przy stałej entalpii (dławienie izentalpowe). Za zaworem dławiącym czynnik roboczy ma parametry określone przez stan 4. W wyniku izentalpowego dławienia niewielka ilość czynnika odparowuje (stopień suchości pary $x > 0$). Czynnik o parametrach określonych przez stan 4 przepływa do parownika. W parowniku do czynnika, z dolnego źródła ciepła (otoczenia), jest doprowadzane ciepło. Proces przebiega przy stałym ciśnieniu i odpowiadającej mu temperaturze nasycenia (proces izobaryczno – izotermiczny). Czynnik opuszczający parownik jest parą nasyconą suchą (stopień suchości $x = 1$). Obiegiem porównawczym dla opisanego cyklu lewobieżnego jest obieg Lindego (rys. 8).

3.1. Porównawczy obieg Lindego

Lewobieżny obieg Lindego jest obiegiem porównawczym, w którym wszystkie przemiany są przemianami odwracalnymi. Na rysunku 8. pokazany jest odwracalny lewobieżny obieg Lindego w układzie ciepła ($T - s$).

Czynnik termodynamiczny w obiegu Lindego występuje w dwóch fazach: w stanie ciekłym i gazowym (para). Na rysunku 8 linie graniczne o stopniu suchości pary $x = 0$ i $x = 1$ łączą się w punkcie krytycznym K . Stopień suchości pary jest definiowany jako ułamek masy pary do całkowitej masy czynnika w układzie. Stopień suchości pary $x = 0$ oznacza, że cała masa czynnika jest w stanie ciekłym, stopień suchości pary $x = 1$ oznacza, że cała masa czynnika jest w stanie gazowym – para nasycona sucha. Na rysunku 8 przestrzeń pomiędzy liniami granicznymi fazy ciekłej ($x = 0$) i pary ($x = 1$), to

obszar występowania pary mokrej, czyli mieszaniny cieczy o parametrach z linii $x = 0$ i pary nasyconej suchej o parametrach z linii $x = 1$.



Rys. 8. Porównawczy obieg Lindego

- 1 – 2s – sprężanie izentropowe, 2s – 3 – izobaryczne wyprowadzanie ciepła (oddawanie ciepła w skraplaczu),
- 3 – 4 – przemiana izentalpowa (izentalpowe dławienie w zaworze dławiącym/rozprężnym),
- 4 – 1 – izobaryczne (izotermiczne) doprowadzanie ciepła (doprowadzanie ciepła w parowniku),
- q_d – jednostkowe ciepło doprowadzane do czynnika w obiegu, q_w – jednostkowe ciepło wyprowadzane (oddane przez czynnik), l_{ob} – jednostkowa praca obiegu, x – stopień suchości pary

Obieg Lindego składa się z czterech przemian odwracalnych (rys. 8). Dwóch przemian izobarycznych, przemiany izentropowej oraz przemiany izentalpowej. Przemiana 1 – 2s to izentropowe sprężanie pary (indeks s oznacza, że stan ten został osiągnięty w sposób izentropowy, $s_1 = s_2$). Do sprężarki dopływa para nasycona sucha ($x_1 = 1$). Parametry pary odpowiadają stanowi 1, ciśnienie p_1 i odpowiadająca mu temperatura nasycenia T_1 (temperatura nasycenia jest określona jednoznacznie, czynnik posiada tylko jeden parametr niezależny). W procesie sprężania nad czynnikiem została wykonana praca, której efektem jest wzrost ciśnienia do wartości p_{2s} i temperatury T_2 . W stanie 2s, para czynnika jest parą przegrzaną (rys. 8). Para przegrzana przepływa do skraplacza, gdzie w izobarycznym procesie 2s – 3 ($p_{2s} = p_3$), oddaje ciepło do otoczenia (górnego źródła ciepła). W pierwszej fazie procesu para jest schładzana izobarycznie od temperatury T_{2s} do temperatury nasycenia przy ciśnieniu p_2 ($x = 1$) (rys. 8). Po osiągnięciu temperatury nasycenia dalsza faza odprowadzania ciepła przebiega przy stałej temperaturze – skraplanie pary czynnika. Proces skraplania (stan 3) kończy się, gdy cała masa czynnika jest w stanie ciekłym ($x_3 = 0$, $p_3 = p_{2s}$) trafia do zaworu dławiącego/rozprężnego, w którym następuje zmniejszenie wartości ciśnienia do p_4 i temperatury do T_4 (stan 4). Przemiana 3 – 4 (rys. 8), to proces izentalpowego dławienia, $i_3 = i_4$. Stan czynnika obiegowego w punkcie 4 określa parametry wejściowe do parownika. W parowniku do czynnika roboczego (z dolnego źródła ciepła) jest doprowadzane ciepło. Proces odparowania 4 – 1 (rys. 8) jest przemianą izobaryczno – izotermiczną. Ciśnienie $p_4 = p_1$ oraz temperatura $T_4 = T_1$.

Do analizy energetycznej obiegu Lindego stosujemy I Zasadę Termodynamiki w drugiej postaci, czyli zapisanej dla układu otwartego

$$\delta q_\pi = di + \delta l_{tr} \quad (38)$$

$$\delta q_\pi = c_\pi dT \quad \delta l_{tr} = -vdp \quad (38a)$$

δq_π – elementarna ilość jednostkowego ciepła przepływająca między układem a otoczeniem,

di – nieskończenie mała zmiana entalpii czynnika,

δl_{tr} – elementarna ilość jednostkowej pracy technicznej przepływającej między układem a otoczeniem,

c_π – ciepło właściwe,

v – objętość właściwa,

T – temperatura bezwzględna,

p – ciśnienie bezwzględne.

Przemiana 1 – 2s to izentropowe sprężanie pary czynnika roboczego. Równanie (38) I zasady termodynamiki przyjmuje postać

$$q_{1-2s} = \Delta i_{1-2s} + l_{1-2s} \quad (a)$$

W przemianie izentropowej nie ma wymiany ciepła między układem a otoczeniem: $q_{1-2s} = 0$. Z równania (a) otrzymujemy ilość pracy w przemianie 1 – 2s

$$l_{1-2s} = -\Delta i_{1-2s} \quad l_{1-2s} = -(i_{2s} - i_1) \quad l_{1-2s} = i_1 - i_{2s} \quad (b)$$

W przemianie 2s – 3 występuje izobaryczny ($p_{2s} = p_3$) przepływ ciepła między układem a otoczeniem. Równanie IZT dla przemiany realizowanej w skraplaczu

$$q_{2s-3} = \Delta i_{2s-3} + l_{2s-3} \quad (c)$$

W przemianie izobarycznej $dp = 0$, z równania (38a) otrzymujemy

$$\delta l_{i\pi} = -vdp \quad l_{2s-3} = 0$$

Jednostkowa ilość ciepła przepływająca między układem a otoczeniem w przemianie 2s – 3

$$q_{2s-3} = \Delta i_{2s-3} \quad q_{2s-3} = i_3 - i_{2s} \quad (d)$$

Przemiana 3 – 4, zachodząca w zaworze dławiącym, jest przemianą izentalpową $di = 0$ ($i_3 = i_4$).

$$\Delta i_{3-4} = i_4 - i_3 \quad \Delta i_{3-4} = 0 \quad (e)$$

Podczas izentalpowego dławienia czynnik nie wykonuje pracy $l_{3-4} = 0$, oznacza to, że również nie ma przepływu ciepła między układem a otoczeniem $q_{3-4} = 0$. Zadaniem przemiany izentalpowej 3 – 4 jest redukcja ciśnienia od ciśnienia $p_3 = p_2$ do ciśnienia $p_4 = p_1$.

W izobarycznej przemianie 4 – 1 ($p_4 = p_1$) w wyniku przepływu ciepła między otoczeniem (dolnym źródłem ciepła), a układem następuje parowanie czynnika roboczego. W obszarze pary mokrej dodatkowo jest to proces zachodzący w stałej temperaturze. IZT dla tej przemiany:

$$q_{4-1} = \Delta i_{4-1} + l_{4-1} \quad (f)$$

W przemianie izobarycznej $dp = 0$, z równania (38a) otrzymujemy

$$\delta l_{i\pi} = -vdp \quad l_{4-1} = 0$$

Jednostkowa ilość ciepła przepływająca między otoczeniem a układem w przemianie 4 – 1

$$q_{4-1} = \Delta i_{4-1} \quad q_{4-1} = i_1 - i_4 \quad (g)$$

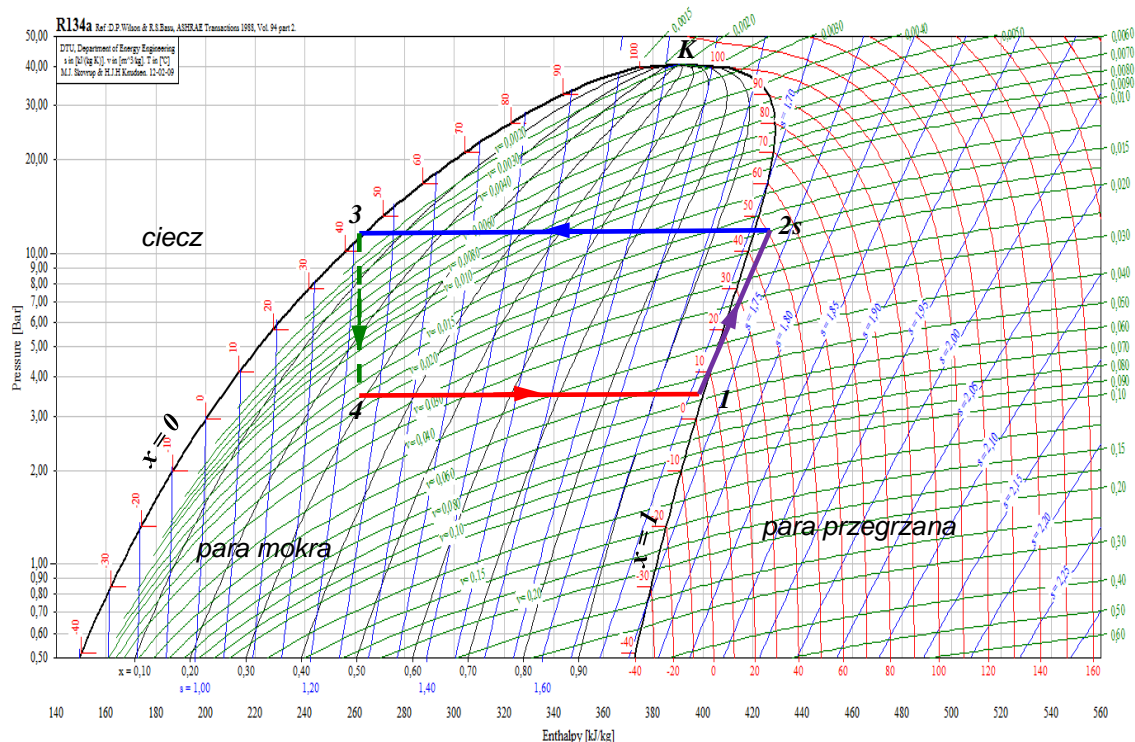
Z równań (b), (d) i (g) I Zasady Termodynamiki zapisanych dla poszczególnych przemian wynika, że tylko w jednej przemianie (1 – 2s) jest oddziaływanie na sposób pracy między otoczeniem a układem, a w dwóch przemianach (2s – 3, 4 – 1) występuje przepływ ciepła między układem a otoczeniem. Z równań (b), (d) i (g) wynika, że ilość pracy i ciepła zależy tylko od zmiany entalpii w poszczególnych stanach czynnika. Jeżeli będą znane entalpie czynnika w charakterystycznych punktach obiegu, to zmiany entalpii obliczone dla poszczególnych przemian określą ilość pracy i ciepła wymieniane między układem a otoczeniem.

Czynnikiem obiegowym w porównawczym obiegu Lindego jest substancja rzeczywista, dla której entalpia zależy od temperatury i ciśnienia ($i = i(T, p)$). Interpretację procesów w porównawczym obiegu Lindego oraz wyznaczanie wartości parametrów stanu czynnika umożliwia układ współrzędnych logarytm ciśnienia – entalpia ($\ln p - i$). Wykresy $\ln p - i$ są sporządzane indywidualnie dla różnych czynników termodynamicznych.

3.2. Obieg Lindego w układzie $lnp - i$

Wykres $lnp - i$ dla czynnika chłodniczego R134a jest pokazany na rysunku 9. Na wykresie narysowany jest porównawczy obieg Lindego. Entalpia właściwa i [kJ/kg] jest osią odciętych, oś rzędnych to logarytm ciśnienia lnp [bar]. Na wykresie $lnp - i$ narysowane są linie stałych wartości: temperatury t [°C] (izotermy) – czerwone linie, objętości właściwej v [m³/kg] (izochory) – zielone linie, stałej entropii właściwej s [kJ/(kgK)] (izentropy) – niebieskie linie. Obszar pary mokrej jest wyznaczony liniami granicznymi dla stanu nasycenia fazy ciekłej ($x = 0$) i pary nasyconej suchej ($x = 1$). W obszarze tym wrysowane są linie stałego stopnia suchości x – kolor czarny. Zaznaczone są również obszary cieczy i pary przegrzanej.

Wyznaczając ciśnienie i temperaturę czynnika (np. przez pomiar) jako współrzędne punktów można obieg Lindego przedstawić na wykresie $lnp - i$. Korzystając z wykresu odczytujemy wartości entalpii oraz innych parametrów stanu w poszczególnych punktach cyklu. Znając wartości entalpii można obliczyć jednostkowe ilości ciepła i pracy (zależności (b), (d), (g)) przepływające między układem a otoczeniem.



Rys. 9. Porównawczy obieg Lindego w układzie ciśnienie – entalpia ($lnp - i$) dla czynnika chłodniczego R134a

W przemianie izentropowego sprężania 1 – 2s jednostkowa praca jest określona równością (b). Uwzględniając położenie punktów 1 i 2s na wykresie $lnp - i$ (rys. 9) ($i_1 < i_{2s}$) otrzymujemy

$$l_{1-2s} = i_1 - i_{2s} < 0 \quad (39)$$

Praca przemiany 1 – 2s jest mniejsza od zera, praca jest wykonana nad układem. Jak zostało pokazane w punkcie 3.1, przemiana 1 – 2s sprężania pary jest jedyną przemianą, w której jest oddziaływanie na sposób pracy między otoczeniem a układem, jest to praca obiegu $l_{ob} = l_{1-2s}$

$$l_{ob} = l_{1-2s} = i_1 - i_{2s} < 0 \quad (39a)$$

Ciepło przepływające między układem a otoczeniem w przemianie izobarycznej 2s – 3 jest opisane równaniem (d). Uwzględniając położenie punktów 2s i 3 na wykresie $lnp - i$ (rys. 9) ($i_{2s} > i_3$) otrzymujemy

$$q_{2s-3} = i_3 - i_{2s} < 0 \quad (40)$$

Ciepło przemiany $2s - 3$ jest mniejsze od zera, czynnik obiegowy oddaje ciepło do otoczenia (górnego źródła ciepła) $q_w = q_{2s-3}$.

$$q_w = q_{2s-3} = i_3 - i_{2s} < 0 \quad (40a)$$

Ciepło przepływające między otoczeniem a układem w przemianie izobarycznej $4 - 1$ jest opisane równaniem (g). Uwzględniając położenie punktów 4 i 1 na wykresie $\ln p - i$ (rys. 9) ($i_4 < i_1$) otrzymujemy

$$q_{4-1} = i_1 - i_4 > 0 \quad (41)$$

Ciepło przemiany $4 - 1$ jest większe od zera, ciepło jest doprowadzane z otoczenia (dolnego źródła ciepła) do układu $q_d = q_{4-1}$.

$$q_d = q_{4-1} = i_1 - i_4 > 0 \quad (41a)$$

3.3. Współczynnik efektywności porównawczego obiegu Lindego

Po wyznaczeniu ilości energii w postaci pracy i ciepła przekazywanej między czynnikiem termodynamicznym, a otoczeniem w porównawczym obiegu Lindego można zapisać relacje pozwalające obliczyć współczynniki efektywności energetycznej/termodynamicznej. Porównawczy obieg Lindego, w zależności od oczekiwanego efektu energetycznego, jest interpretowany jako obieg chłodniczy (efektem jest ciepło q_d doprowadzone do układu) lub obieg pompy ciepła (efektem jest ciepło q_w wyprowadzone z układu).

3.3.1. Współczynnik efektywności ε_{tch} chłodniczego porównawczego obiegu Lindego

Współczynnik efektywności ε_{tch} chłodniczego obiegu lewobieżnego jest określony wzorem (25)

$$\varepsilon_{tch} = \frac{q_d}{|l_{ob}|} \quad (25)$$

W porównawczym obiegu Lindego ciepło doprowadzane jest do czynnika roboczego w przemianie $4 - 1$ i jest opisane przez zależność (41). Praca obiegu jest równa pracy sprężania w przemianie $1 - 2s$ (39). Podstawiając w zależności (25) relacje (41) i (39) wzór na współczynnik efektywności ε_{tch} chłodniczego obiegu Lindego przyjmuje postać

$$\varepsilon_{tch} = \frac{i_1 - i_4}{|i_1 - i_{2s}|} \quad (42)$$

Współczynnik efektywności ε_{tch} chłodniczego obiegu Lindego zależy tylko od entalpii czynnika określonej dla charakterystycznych punktów obiegu. Współczynnik efektywności ε_{tch} chłodniczego obiegu Lindego najczęściej przyjmuje wartości większe od jeden.

3.3.2. Współczynnik efektywności pompy ciepła porównawczego obiegu Lindego

Współczynnik efektywności ε_{tpc} pompy ciepła jest określony wzorem (28)

$$\varepsilon_{tpc} = \frac{|q_w|}{|l_{ob}|} \quad (28)$$

W porównawczym obiegu Lindego ciepło oddawane przez czynnik do otoczenia (górnego źródła ciepła) jest w przemianie $2s - 3$ i jest opisane przez zależność (40). Praca obiegu jest równa pracy

sprężania w przemianie 1 – 2s (39). Podstawiając w zależności (25) relacje (40) i (39) wzór na współczynnik efektywności ε_{ipc} pompy ciepła w obiegu Lindego przyjmuje postać

$$\varepsilon_{ipc} = \frac{|i_3 - i_{2s}|}{|i_1 - i_{2s}|} \quad (43)$$

Współczynnik efektywności ε_{ipc} pompy ciepła obiegu Lindego zależy tylko od entalpii czynnika określonej dla charakterystycznych punktów obiegu. Współczynnik efektywności ε_{ipc} pompy ciepła obiegu Lindego przyjmuje wartości większe od jeden ($\varepsilon_{ipc} > 1$).

4. Przebieg ćwiczenia Opracowanie wyników pomiarów

Przedmiotem badań jest sprężarkowa pompa ciepła typu powietrze – woda. Stanowisko laboratoryjne stanowi model sprężarkowej pompy ciepła [3]. Układ zawiera wszystkie elementy, które występują w rzeczywistych pompach ciepła. Dodatkowo stanowisko wyposażone jest w elementy, które pozwalają na zmianę obciążenia pompy ciepła, co pozwala na określenie i pomiar parametrów pracy pompy przy zmieniających się warunkach. Wyposażenie w czujniki i elementy regulacyjne pozwala na odczyt wartości parametrów pracy, które umożliwiają wyznaczanie wskaźników charakteryzujących efektywność działania pompy ciepła. Dolnym źródłem ciepła jest powietrze, natomiast górne źródło ciepła stanowi woda chłodząca skraplacz. Czynnikiem termodynamicznym w obiegu pompy ciepła jest czynnik chłodniczy R134a. Szczegółowy opis stanowiska znajduje się w instrukcji technicznej [3].

4.1. Czynnik chłodniczy – czynnik termodynamiczny w obiegu pompy ciepła

Czynnikiem termodynamicznym w obiegu pompy ciepła jest czynnik chłodniczy R134a. **Tetrafluoroetan R-134a** ($C_2H_2F_4$) – organiczny związek chemiczny, z grupy halogenków alkilowych (freonów) fluoropochodna etanu, używany w chłodnictwie.

R134a przewidziany jest do pracy w małych, domowych i handlowych urządzeniach chłodniczych oraz w urządzeniach klimatyzacyjnych, zwłaszcza klimatyzatorach samochodowych. Związek wymaga dużej szczelności instalacji – ma dużą zdolność pochłaniania wilgoci z powietrza podczas rutynowych prac jak nabijanie instalacji itp. Obecność wody w instalacji powoduje wiele niekorzystnych zjawisk związanych z rozkładem oleju. W przypadku stosowania różnych olejów może wystąpić zjawisko platerowania miedzią – udział wilgoci w mieszaninie wzrasta, wówczas olej ulega hydrolizie, w wyniku, której powstaje kwas, który „przenosi” miedź. Czynnik reaguje z elementami wykonanymi z cynku, magnezu, ołowiu oraz ze stopów aluminium zawierających 2% magnezu. Należy unikać materiałów zawierających sól, potas lub wapń. Nie stwierdzono szkodliwego oddziaływania na stal ferrytyczną, miedź i jej stopy oraz na elementy aluminiowe. Czynnik R134a jest substancją niepalną i niewybuchową w warunkach normalnych, jednak pod wysokim ciśnieniem i 60% powietrza tworzy mieszaninę wybuchową. Z tego powodu do prób szczelności nie wolno stosować powietrza ani tlenu. Czynnik charakteryzuje się dużą przenikalnością, nie jest substancją toksyczną, natomiast niektóre produkty jego rozkładu już tak. Wdychanie większej ilości par tego czynnika wywołuje efekty narkotyczne oraz podrażnienia błon śluzowych i arytmie serca, a w skrajnych przypadkach atak serca. Czynnik jest cięższy od powietrza, wobec czego może doprowadzić do uduszenia wskutek wyparcia powietrza.

Własności czynnika: tetrafluoroetan R-134a [2]

Masa molowa $\mu = 102,03$ kg/kmol

Indywidualna stała gazowa $R = 81,49$ J/kgK

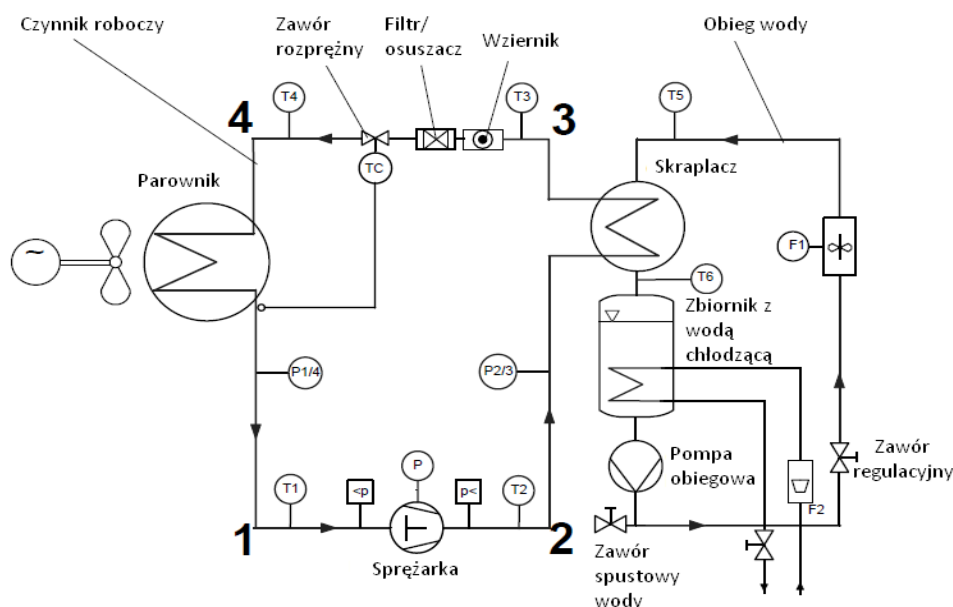
Gęstość cieczy w temperaturze 25°C $\rho = 1206,0$ kg/m³

Ciepło właściwe cieczy w temperaturze 25°C $c = 1,44$ kJ/kgK

Ciepło właściwe pary w temperaturze 25°C (1,013 bar) $c_p = 0,85$ kJ/kgK

4.2. Schemat stanowiska pomiarowego sprężarkowej pompy ciepła powietrze – woda

Schemat sprężarkowej pompy ciepła powietrze – woda jest pokazany na rysunku 10. Na rysunku zaznaczone są punkty odpowiadające parametrom stanu w porównawczym obiegu Lindego oraz punkty i wielkości fizyczne, których wartości są mierzone. Podstawowymi elementami pompy ciepła są skraplacz, zawór dławiący/rozprężny, parownik i sprężarka. Parametry pracy skraplacza są określone przez pomiar temperatury czynnika przed (T2) i za skraplaczem (T3) oraz ciśnienia (P2/3) (rys. 10). Zakłada się, że ciśnienie czynnika w skraplaczu nie ulega zmianie ($p_2 = p_3$). Działanie parownika jest charakteryzowane przez pomiar temperatury przed parownikiem (T4) i za parownikiem (T1) oraz ciśnienia (P1/4) (rys. 10). Zakład się, że ciśnienie czynnika w parowniku jest stałe ($p_4 = p_1$). W celu zwiększenia intensywności strumienia ciepła doprowadzanego do czynnika w parowniku przepływ powietrza jest wymuszany za pomocą wentylatorów. Praca sprężarki jest określana przez pomiar mocy elektrycznej (P) doprowadzanej do silnika sprężarki. Parametry stanu czynnika w procesie sprężania to temperatura (T1) i ciśnienie (P1/4) przed sprężarką, za sprężarką temperatura (T2) oraz ciśnienie (P2/3) (rys 10). W skraplaczu czynnik R134a oddaje ciepło do wody chłodzącej. Ilość ciepła przejętego przez wodę określa się na podstawie pomiaru temperatury (T5) wody chłodzącej przed skraplaczem oraz temperatury (T6) za skraplaczem oraz strumienia objętości wody (F1) (rys. 10).



Rys. 10. Schemat stanowiska laboratoryjnego pompy ciepła z zaznaczonymi punktami pomiarowymi [3]

T – czujniki temperatury, p – czujniki ciśnienia, F – pomiar strumienia czynnika termodynamicznego, P – pomiar mocy elektrycznej

4.3. Tabela wielkości mierzonych

Pomiary parametrów pracy pompy ciepła należy przeprowadzić w stanie ustalonym. Dla zadanych parametrów obciążenia pompy ciepła (praca wentylatorów parownika, strumień wody chłodzącej skraplacz) należy dokonać kilku odczytów. Obliczenia wykonuje się dla uśrednionych wartości mierzonych wielkości. Mierzone wielkości fizyczne oraz wyniki pomiarów są prezentowane w tabeli 1.

Tabela 1. Wielkości mierzone

Lp.	Wielkość mierzona	Jednostka	Wartość	Jednostka SI	Wartość
1	Temperatura za parownikiem (przed sprężarką) t_1	°C			
2	Temperatura przed skraplaczem (za sprężarką) t_2	°C			
3	Temperatura za skraplaczem t_3	°C			
4	Temperatura przed parownikiem t_4	°C			
5	Ciśnienie w parowniku p_{4-1} (absolutne)	bar			
6	Ciśnienie w skraplaczu p_{2-3} (absolutne)	bar			
7	Moc elektryczna zasilania sprężarki P_{el}	W			
8	Temperatura wody przed skraplaczem t_5	°C			
9	Temperatura wody za skraplaczem t_6	°C			
10	Strumień objętości wody V_w	l/h			

Do wyznaczenia strumieni energii przepływającej w układzie oraz obliczenia współczynnika efektywności pompy ciepła konieczne jest określenie entalpii czynnika w charakterystycznych punktach obiegu (punktach pomiarowych). Wartości entalpii w poszczególnych punktach obiegu należy odczytać z wykresu $\ln p - i$ (rys. 11), dodatkowo należy wyznaczyć wartości objętości właściwej pary przegrzanej czynnika w punktach 1 i 2. Odczytane z wykresu wartości znajdują się w tabeli 2.

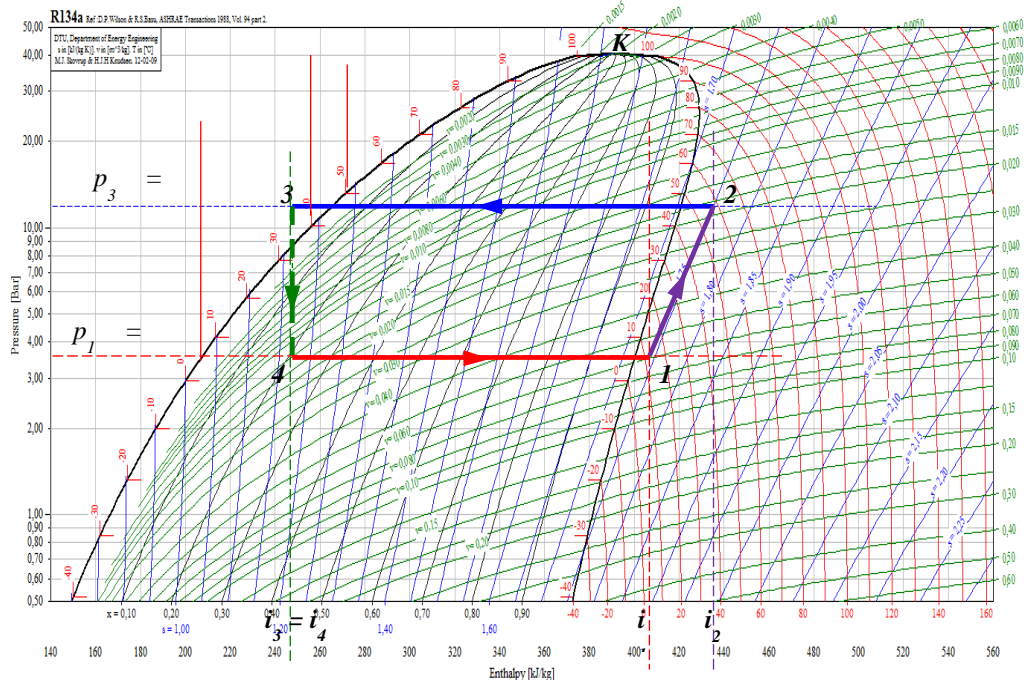
Tabela 2. Parametry czynnika termodynamicznego R134a w charakterystycznych punktach obiegu pompy ciepła

Lp.	Wielkość	Jednostka	1	2	3	4
1	Temperatura t					
2	Ciśnienie p					
3	Objętość właściwa v				----	-----
4	Entalpia właściwa i					

Uwaga: Wartości wielkości fizycznych w tabeli należy odczytać z wykresu $\ln p - i$ (rys. 11).

4.4. Analiza energetyczna sprężarkowej pompy ciepła powietrze – woda

Podstawą analizy energetycznej/termodynamicznej sprężarkowej pompy ciepła są dane uzyskane z pomiaru parametrów na stanowisku laboratoryjnym. Nanosząc punkty uzyskane w czasie pomiarów na wykres $\ln p - i$ dla czynnika R134a uzyskujemy obieg Lindego dla rzeczywistych wartości parametrów stanu czynnika. Obieg Lindego wykreślony dla rzeczywistych parametrów czynnika obiegowego jest pokazany na rysunku 11. Porównując obieg na rysunku 11 z porównawczym obiegiem na rysunku 9 można zauważyć różnice między obiegiem rzeczywistym a porównawczym.



Rys. 11. Obieg pompy ciepła w układzie ciśnienie – entalpia ($lnp - i$) dla czynnika chłodniczego R134a dla zmierzonych wartości parametrów pracy

W obiegu rzeczywistym opuszczająca parownik para czynnika obiegowego jest parą o niewielkim stopniu przegrzania, punkt 1 (rys. 11) znajduje się w obszarze pary przegrzanej. Rzeczywisty proces sprężania 1 – 2 jest przemianą adiabatyczną nieodwracalną. Izobaryczne oddawanie ciepła 2 – 3 w skraplaczu prowadzi do schłodzenia czynnika poniżej temperatury nasycenia dla ciśnienia p_3 . Punkt 3 na wykresie (rys. 11) znajduje się w obszarze cieczy. Izentalpowe dławienie 3 – 4 przeprowadza stan czynnika do obszaru pary mokrej. Wartość ciśnienia $p_4 = p_1$ i entalpii $i_4 = i_3$ (stopień suchości ok. $x_4 = 0,20$ na rys. 11) określa położenie punktu 4 (rys. 11). Izobaryczne doprowadzanie ciepła 4 – 1 przeprowadza stan czynnika do punktu 1, w którym para jest już parą przegrzaną. Po wyznaczeniu położenia punktów obiegu Lindego z wykresu $lnp - i$ odczytuje się wartości entalpii (dla wszystkich punktów) oraz objętości właściwej pary przegrzanej w punktach 1 i 2 (rys. 11). Odczytane wartości są zestawione w tabeli 2.

4.4.1. Bilans energetyczny sprężarki.

Przemiana 1 – 2 – sprężania pary czynnika termodynamicznego w sprężarce

Przyjmujemy założenie, że proces sprężania czynnika w sprężarce jest przemianą adiabatyczną nieodwracalną, nie ma wymiany ciepła z otoczeniem. I zasada termodynamiki dla adiabatycznego sprężania określa bilans energii w tym procesie

$$\dot{Q}_{1-2} = \Delta \dot{I}_{1-2} + \dot{L}_{1-2} \quad (44)$$

\dot{Q}_{1-2} – strumień ciepła przepływający między czynnikiem/układem a otoczeniem w procesie sprężania 1 – 2,

$\Delta \dot{I}_{1-2}$ – zmiana strumienia entalpii czynnika podczas sprężania 1 – 2,

\dot{L}_{1-2} – strumień pracy technicznej (moc) doprowadzonej do czynnika w procesie sprężania 1 – 2.

W procesie sprężania adiabatycznego nie ma wymiany ciepła między układem a otoczeniem $\dot{Q}_{1-2} = 0$. Z równania (44) otrzymujemy zależność

$$\dot{L}_{1-2} = -\Delta\dot{I}_{1-2} = -(\dot{I}_2 - \dot{I}_1) \quad (45) \quad \dot{L}_{1-2} = \dot{M}_o(i_1 - i_2) \quad (45a)$$

\dot{M}_o – strumień masy czynnika w obiegu pompy ciepła
 i_1, i_2 – entalpia właściwa czynnika w stanie 1 i 2.

Sprawność η_{spo} sprężarki jest określona jako ułamek strumienia energii (strumienia pracy technicznej) doprowadzonej do czynnika obiegowego do mocy elektrycznej doprowadzonej do napędu sprężarki

$$\eta_{spo} = \frac{\dot{L}_{1-2}}{P_{el}} \quad (46)$$

η_{spo} – sprawność sprężarki,
 P_{el} – moc napędowa sprężarki.

Uwzględniając w (46) zależność (45a) na strumień pracy \dot{L}_{1-2} doprowadzonej wyznacza się strumień masy \dot{M}_o czynnika termodynamicznego w obiegu pompy ciepła

$$\eta_{spo} = \frac{\dot{M}_o(i_1 - i_2)}{P_{el}} \quad (46a) \quad \dot{M}_o = \frac{\eta_{spo} P_{el}}{i_1 - i_2} \quad (47)$$

W opracowaniu wyników pomiarów należy przyjąć sprawność sprężarki: $\eta_{spo} = 0,21$

Zgodnie z konwencją znakowania moc doprowadzana do sprężarki jest mniejsza od zera. (We wzorze należy podstawić moc ze znakiem minus lub w mianowniku wartość bezwzględną różnicy entalpii Δi_{1-2})

Stosunek ciśnienia bezwzględnego p_2 za sprężarką do ciśnienia bezwzględnego p_1 przed sprężarką nazywamy sprężem π_{sp}

$$\pi_{sp} = \frac{p_2}{p_1} \quad (48)$$

4.4.2. Bilans energetyczny skraplacza.

Przemiana 2 – 3 – izobarycznego oddawania ciepła w skraplaczu do wody chłodzącej

Równanie I zasady termodynamiki zapisane dla izobarycznej przemiany w skraplaczu ma postać

$$\dot{Q}_{c2-3} = \Delta\dot{I}_{2-3} + \dot{L}_{12-3} \quad (49)$$

\dot{Q}_{c2-3} – całkowity strumień ciepła procesu 2 – 3 w skraplaczu,
 $\Delta\dot{I}_{2-3}$ – zmiana strumienia entalpii czynnika w skraplaczu w przemianie 2 – 3,
 \dot{L}_{12-3} – strumień pracy technicznej w przemianie 2 – 3.

Czynnik nie wykonuje pracy w skraplaczu ($dp = 0$) $\dot{L}_{12-3} = 0$. Równanie (49) przyjmuje postać

$$\dot{Q}_{c2-3} = \Delta\dot{I}_{2-3} \quad (49a) \quad \dot{Q}_{c2-3} = \dot{M}_o(i_3 - i_2) \quad (50)$$

i_2, i_3 – entalpia właściwa czynnika w stanie 2 i 3.

Strumień ciepła \dot{Q}_{c2-3} oddany przez czynnik termodynamiczny w skraplaczu jest przekazany do wody chłodzącej skraplacz \dot{Q}_{wch} oraz do otoczenia \dot{Q}_{str} . Strumień ciepła odprowadzany do otoczenia stanowi stratę ciepła

$$|\dot{Q}_{c2-3}| = |\dot{Q}_s| = \dot{Q}_{wch} + \dot{Q}_{str} \quad (51)$$

\dot{Q}_s – strumień ciepła oddany przez czynnik obiegowy w skraplaczu;

\dot{Q}_{wch} – strumień ciepła przyjęty przez wodę chłodzącą w skraplaczu;

\dot{Q}_{str} – strumień ciepła tracony do otoczenia przez obudowę skraplacza.

Ciepło przekazane przez czynnik obiegowy wynika z ochłodzenia przegrzanej pary do stanu pary nasyconej suchej, a następnie skroplenia par czynnika. Jednostkowa ilość przekazanego ciepła q_{c2-3} jest określona przez zmianę entalpii w izobarycznym procesie 2 – 3:

$$q_{c2-3} = q_w = q_s = \Delta i_{2-3} = i_3 - i_2 \quad (50a)$$

q_w – jednostkowa ilość ciepła wyprowadzona (oddana) z układu,

q_s – jednostkowe ciepło skraplania.

Strumień ciepła \dot{Q}_{c2-3} oddawany przez czynnik w skraplaczu jest mniejszy od zera $\dot{Q}_{c2-3} < 0$ ($i_3 < i_2$).

W skraplaczu ciepło od czynnika obiegowego jest przekazane do wody chłodzącej. Strumień ciepła przyjęty przez wodę \dot{Q}_{wch} określa relacja:

$$\dot{Q}_{wch} = \dot{M}_w c_w \Delta T_w \quad (52)$$

$$\dot{Q}_{wch} = \dot{M}_w c_w (T_6 - T_5) \quad (52a) \quad \dot{Q}_{wch} = \dot{V}_w \rho_w c_w (T_6 - T_5) \quad (52b)$$

\dot{Q}_{wch} – strumień ciepła przyjęty przez wodę chłodzącą w skraplaczu;

\dot{M}_w – strumień masy wody chłodzącej skraplacz;

\dot{V}_w – strumień objętości wody chłodzącej skraplacz;

c_w – średnie ciepło właściwe wody w przedziale temperatur $t_5 - t_6$;

$$\text{średnie ciepło właściwe wody: } c_w|_{t_5}^{t_6} = \frac{c_w|_0^{t_6} t_6 - c_w|_0^{t_5} t_5}{t_6 - t_5} \quad (\text{tabela Z2.2});$$

ρ_w – gęstość wody; (wyznaczana jako średnia arytmetyczna dla gęstości w t_5 i t_6 (tabela Z2.1));

T_5, T_6 – temperatura wody chłodzącej odpowiednio przed i za skraplaczem.

Z równania (51) można określić strumień strat ciepła do otoczenia.

$$\dot{Q}_{str} = |\dot{Q}_s| - \dot{Q}_{wch} \quad (53)$$

Współczynnik sprawności η_s przekazywania ciepła w skraplaczu można zdefiniować jako ułamek strumienia ciepła przyjętego przez wodę chłodzącą i strumienia ciepła oddanego przez czynnik obiegowy (wartość bezwzględna jest konsekwencją konwencji znakowania przepływów energii – strumień ciepły oddany w skraplaczu jest mniejszy od zera):

$$\eta_s = \frac{\dot{Q}_{wch}}{|\dot{Q}_s|} \quad (54) \quad \eta_s = \frac{\dot{V}_w \rho_w c_w (T_6 - T_5)}{|\dot{M}_o (i_3 - i_2)|} \quad (54a)$$

4.4.3. Przemiana 3 – 4 izentalpowego dławienia czynnika w zaworze rozprężnym

W przemianie 3 – 4 izentalpowego dławienia nie ma wymiany ciepła z otoczeniem $Q_{3-4} = 0$. Czynnik przepływając przez zawór rozprężny nie wykonuje pracy $L_{t3-4} = 0$. W konsekwencji entalpia czynnika nie ulega zmianie $i_3 = i_4$.

4.4.4. Bilans energetyczny parownika. Przemiana 4 – 1 – izobarycznego doprowadzania ciepła do czynnika w parowniku

Przemiana 4 – 1, to izobaryczne doprowadzanie ciepła do czynnika w parowniku. Czynnik dopływający do parownika jest parą moką, o parametrach określonych stanem 4. W tym stanie czynnik ma ciśnienie $p_4 = p_1$ oraz stopień suchości x_4 , który jest wynikiem izentalpowego dławienia w zaworze rozprężnym od ciśnienia p_3 do ciśnienia p_4 przy stałej wartości entalpii $i_3 = i_4$ (rys. 11). I zasada termodynamiki dla przemiany 4 – 1 w parowniku:

$$\dot{Q}_{c4-1} = \Delta \dot{I}_{4-1} + \dot{L}_{t4-1} \quad (55)$$

\dot{Q}_{c4-1} – całkowity strumień ciepła doprowadzony do czynnika w parowniku w przemianie 4 – 1,

$\Delta \dot{I}_{4-1}$ – zmiana strumienia entalpii czynnika w parowniku w przemianie 4 – 1,

\dot{L}_{t4-1} – strumień pracy technicznej w przemianie 4 – 1.

Czynnik nie wykonuje pracy w skraplaczu ($dp = 0$) $\dot{L}_{t4-1} = 0$. Równanie (55) przyjmuje postać

$$\dot{Q}_{c4-1} = \Delta \dot{I}_{4-1} \quad (55a) \quad \dot{Q}_{c4-1} = \dot{M}_o (i_1 - i_4) \quad (56)$$

i_1, i_4 – entalpia właściwa czynnika w stanie 1 i 4.

Za pomocą wzoru (56) wyznacza się strumień ciepła doprowadzony do czynnika z dolnego źródła ciepła.

4.5. Współczynnik efektywności ε_{tpc} pompy ciepła

Definiuje się dwa wskaźniki charakteryzujące efektywność pracy pompy ciepła: termodynamiczny współczynnik efektywności/wydajności ε_{tpc} pompy ciepła i rzeczywisty współczynnik efektywności ε_{pcrz} (COP) pompy ciepła.

4.5.1. Termodynamiczny współczynnik efektywności ε_{tpc} pompy ciepła

Termodynamiczny współczynnik efektywności ε_{tpc} pompy ciepła jest zdefiniowany zależnością (28)

$$\varepsilon_{tpc} = \frac{|q_w|}{|l_{ob}|} \quad (28)$$

Uwzględniając w we wzorze (28) zależność (50) na strumień ciepła wyprowadzonego \dot{Q}_{c2-3} do otoczenia oraz (45a) na strumień pracy \dot{L}_{t1-2} doprowadzonej do czynnika zapisujemy wyrażenie

$$\varepsilon_{tpc} = \frac{|\dot{M}_o (i_3 - i_2)|}{|\dot{M}_o (i_1 - i_2)|} \quad (28a) \quad \varepsilon_{tpc} = \frac{|(i_3 - i_2)|}{|(i_1 - i_2)|} \quad (57)$$

Termodynamiczny współczynnik efektywności ε_{tpc} pompy ciepła jest oceną jakości przemian termodynamicznych realizowanych w obiegu. Odnosi się do przemian związanych z oddawaniem ciepła oraz wykonaniem pracy nad czynnikiem. Nie uwzględnia niedoskonałości procesów termodynamicznych i elementów pompy ciepła (sprężarki, skraplacza).

4.5.2. Rzeczywisty współczynnik efektywności ε_{pcrz} (COP) pompy ciepła

Rzeczywisty współczynnik ε_{pcrz} (COP) pompy ciepła uwzględnia wpływ pracy sprężarki na ilość energii, która musi być doprowadzona do układu oraz rzeczywistą ilość ciepła przejętą przez górne źródło ciepła (wodę chłodzącą skraplacza).

Rzeczywisty współczynnik ε_{pcrz} (COP – Coefficient of Performance), jest to współczynnik wydajności, określony przez strumień energii przejęty przez górne źródło ciepła do strumienia energii napędowej doprowadzonej do napędu sprężarki. W badanej sprężarkowej pompie ciepła rzeczywisty współczynnik ε_{pcrz} (COP) efektywności pompy ciepła jest ułamkiem strumienia energii przejętej przez wodę chłodzącą skraplacza do mocy elektrycznej doprowadzonej do sprężarki

$$\varepsilon_{pcrz} = COP = \frac{\dot{Q}_{wch}}{P_{el}} \quad (58)$$

Wyrażając strumień wody za pomocą wzoru (52b) otrzymujemy zależność na rzeczywisty współczynnik ε_{pcrz} (COP) pompy ciepła w postaci

$$\varepsilon_{pcrz} = COP = \frac{\dot{V}_w \rho_w c_w (T_6 - T_5)}{P_{el}} \quad (58a)$$

Rzeczywisty współczynnik ε_{pcrz} (COP) pompy ciepła jest wskaźnikiem, który zawiera informację o rzeczywistych efektach pracy pompy ciepła. Należy pamiętać o tym, że temperatury źródeł ulegają zmianie, a to oznacza, że wartość współczynnika zmienia się podczas eksploatacji pompy ciepła.

5. Sprawozdanie

Sprawozdanie z ćwiczenia powinno zawierać:

1. Cel ćwiczenia.
2. Schemat stanowiska.
3. Tabelę wyników pomiaru z przeliczeniem wyników na obowiązujący układ jednostek (tabela 1).
4. Wrysowanie obiegu pompy ciepła na wykresie $\ln p - i$ (wykres – załącznik 1),
5. Odczytanie z wykresu wartości entalpii w poszczególnych punktach oraz objętości właściwej w punktach 1 i 2 (tabela 2).
6. Analiza energetyczna sprężarkowej pompy ciepła.
 - 6.1. Bilans energetyczny sprężarki: wyznaczenie pracy obiegu, strumienia masy czynnika, sprężu (punkt 4.4.1).
 - 6.2. Bilans energetyczny skraplacza: wyznaczenie całkowitego strumienia ciepła oddanego przez czynnik, strumienia ciepła przejętego przez wodę, strumienia ciepła traconego do otoczenia, sprawności skraplacza (punkt 4.4.2).
 - 6.3. Bilans energetyczny parownika: wyznaczenie całkowitego strumienia ciepła doprowadzonego do czynnika (punkt 4.4.4).
7. Współczynniki efektywności pompy ciepła.
 - 7.1. Termodynamiczny współczynnik efektywności pompy ciepła (punkt 4.5.1).
 - 7.2. Rzeczywisty współczynnik efektywności pompy ciepła (punkt 4.5.2).
8. Zestawienie wyników obliczeń w tabeli (tabela 3).
9. Wnioski.

Literatura:

1. Szewczyk W., Wojciechowski J.: Wykłady z termodynamiki z przykładami zadań. Część I: procesy termodynamiczne. Uczelniane Wydawnictwo Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2007.
2. Grzebielec A. i in.: Czynniki chłodnicze i nośniki energii. Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2009
3. Sprężarkowa pompa ciepła powietrze – woda. Instrukcja techniczna stanowiska

Załączniki:

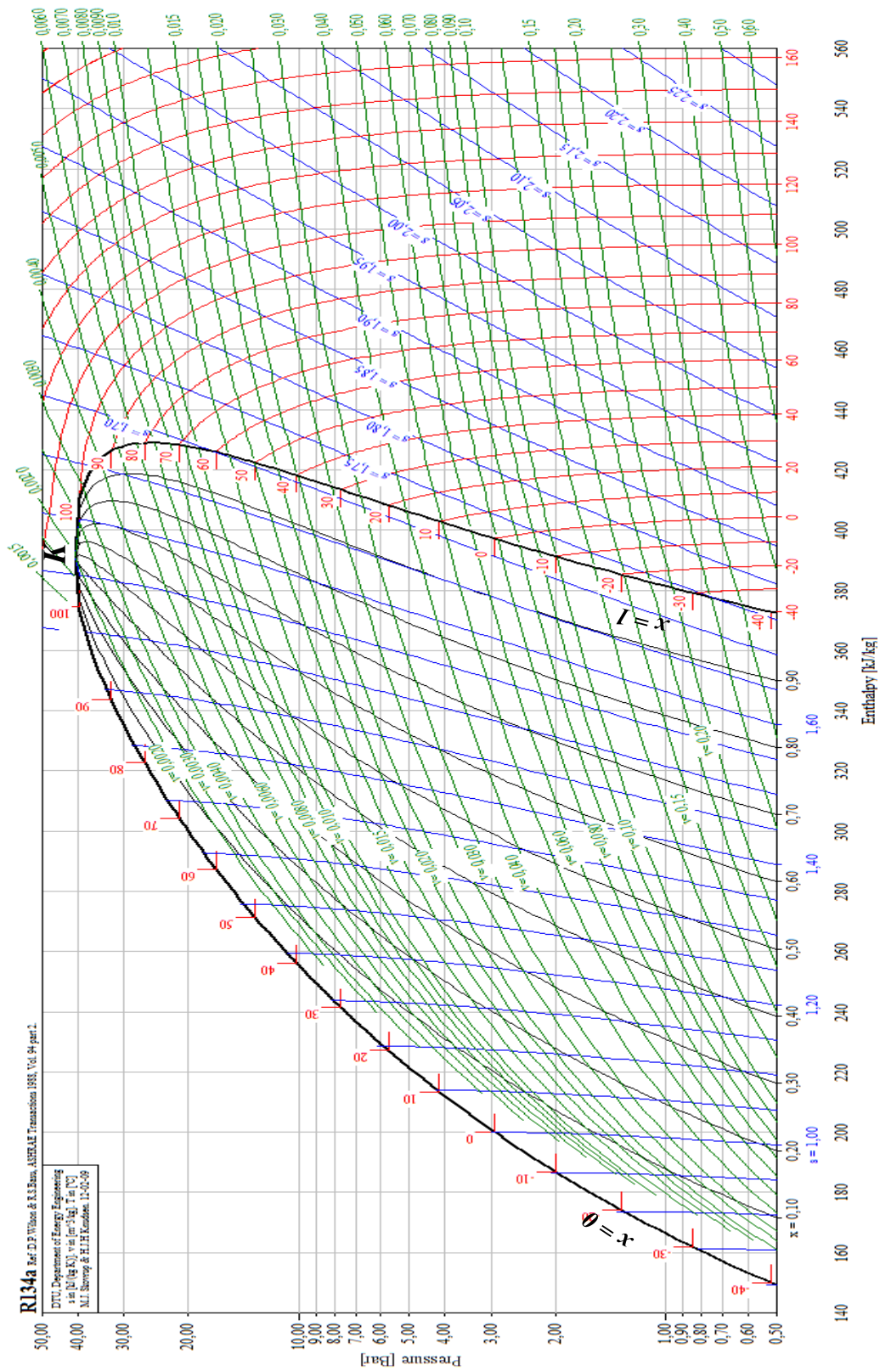
- Załącznik 1. Wykres $\ln p - i$ dla czynnika R134a
 Załącznik 2. Właściwości wody

Opracowanie wyników pomiarów pracy pompy ciepła

Tabela 3. Wyniki analizy energetycznej pracy sprężarkowej pompy ciepła

Lp.	Wielkość	Jednostka	Wynik
1	Strumień pracy doprowadzony do czynnika L_{1-2}		
2	Strumień masy czynnika M_o		
3	Spręż sprężarki π_{sp}		
4	Całkowity strumień ciepła oddany przez czynnik w skraplaczu Q_{c2-3}		
5	Strumień ciepła przejęty przez wodę chłodzącą Q_{wch}		
6	Strumień ciepła tracony do otoczenia Q_{str}		
7	Współczynnik sprawności skraplacza η_s		
8	Całkowity strumień ciepła doprowadzony do czynnika w parowniku Q_{c4-1}		
9	Termodynamiczny współczynnik efektywności pompy ciepła ε_{ipc}		
10	Rzeczywisty współczynnik efektywności pompy ciepła ε_{pcrz} (COP)		

Załącznik 1. Wykres $\ln p - i$ dla czynnika R134a



Rys. 12. Wykres $\ln p - i$ dla czynnika chłodniczego R134a

Załącznik 2. Właściwości wody

Tabela Z2.1. Gęstość wody w zależności od temperatury

t	Gęstość ρ	t	Gęstość ρ	t	Gęstość ρ	t	Gęstość ρ	t	Gęstość ρ
$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	$^{\circ}\text{C}$	kg/m^3
-10	998,15	6	999,97	22	997,8	38	992,99	54	986,21
-9	998,43	7	999,93	23	997,56	39	992,63	55	985,73
-8	998,69	8	999,88	24	997,32	40	992,24	60	983,24
-7	998,92	9	999,81	25	997,07	41	991,86	65	980,59
-6	999,12	10	999,73	26	996,81	42	991,47	70	977,81
-5	999,3	11	999,63	27	996,54	43	991,07	75	974,89
-4	999,45	12	999,52	28	996,26	44	990,66	80	971,83
-3	999,58	13	999,4	29	995,97	45	990,25	85	968,65
-2	999,7	14	999,27	30	995,67	46	989,82	90	965,34
-1	999,79	15	999,13	31	995,37	47	989,4	95	961,92
0	999,87	16	998,97	32	995,05	48	988,96	100	958,38
1	999,93	17	998,8	33	994,73	49	988,52	110	951,0
2	999,97	18	998,62	34	994,4	50	988,07	120	943,4
3	999,99	19	998,43	35	994,06	51	987,61	130	935,2
4	1000,0	20	998,23	36	993,71	52	987,15	140	926,4
5	999,99	21	998,02	37	993,36	53	986,69	150	917,3

Tabela Z2.2. Średnie ciepło właściwe wody w przedziale temperatur 0 – t

Temperatura t	Ciepło właściwe c	Temperatura t	Ciepło właściwe c	Temperatura t	Ciepło właściwe c
$^{\circ}\text{C}$	kJ/kgK	$^{\circ}\text{C}$	kJ/kgK	$^{\circ}\text{C}$	kJ/kgK
1	4,2118	21	4,1801	41	4,1776
2	4,2098	22	4,1793	42	4,1780
3	4,2078	23	4,1788	43	4,1784
4	4,2059	24	4,1784	44	4,1788
5	4,2040	25	4,1780	45	4,1797
6	4,2023	26	4,1776	46	4,1801
7	4,2006	27	4,1772	47	4,1809
8	4,1989	28	4,1768	48	4,1818
9	4,1974	29	4,1763	49	4,1826
10	4,1959	30	4,1763	50	4,1835
11	4,1893	31	4,1763	60	4,1910
12	4,1881	32	4,1759	70	4,1950
13	4,1872	33	4,1759	80	4,1990
14	4,1860	34	4,1759	90	4,2075
15	4,1851	35	4,1759	100	4,2160
16	4,1839	36	4,1763		
17	4,1830	37	4,1763		
18	4,1822	38	4,1768		
19	4,1814	39	4,1768		
20	4,1809	40	4,1772		

Opracowanie wyników pomiarów pracy pompy ciepła

1. Wyniki pomiarów

Tabela 1. Wielkości mierzone

Lp.	Wielkość mierzona	Jednostka	Wartość			Wartość średnia	Jednostka SI	Wartość
1	Temperatura za parownikiem (przed sprężarką) t_1	°C						
2	Temperatura przed skraplaczem (za sprężarką) t_2	°C						
3	Temperatura za skraplaczem t_3	°C						
4	Temperatura przed parownikiem t_4	°C						
5	Ciśnienie w parowniku p_{4-1} (absolutne)	bar						
6	Ciśnienie w skraplaczu p_{2-3} (absolutne)	bar						
7	Moc elektryczna zasilania sprężarki P_{el}	W						
8	Temperatura wody przed skraplaczem t_5	°C						
9	Temperatura wody za skraplaczem t_6	°C						
10	Strumień objętości wody V_w	l/h						

2. Obieg pompy ciepła w układzie ciśnienie – entalpia ($\ln p - i$)

3. Parametry stanu dla charakterystycznych punktów obiegu

Tabela 2. Parametry czynnika termodynamicznego R134a w charakterystycznych punktach obiegu pompy ciepła

Lp.	Wielkość	Jednostka	1	2	3	4
1	Temperatura T					
2	Ciśnienie p					
3	Objętość właściwa v				----	-----
4	Entalpia właściwa i					

W izentalpowym dławieniu czynnika 3 – 4 w zaworze rozprężnym entalpia nie ulega zmianie: $i_4 = i_3$

