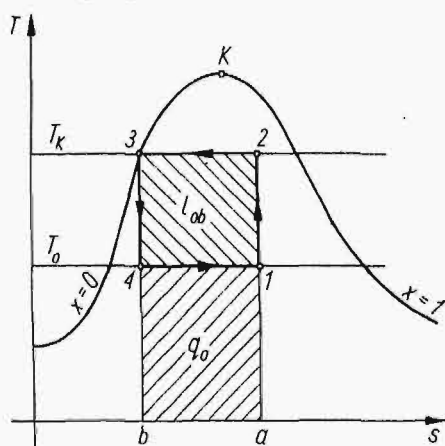


13 CHŁODNICTWO

13.1. PODSTAWY TEORETYCZNE

13.1.1. Teoretyczny obieg chłodniczy (obieg Carnota wstecz)

Teoretyczny obieg chłodniczy, pokazany na rys.13.1, tworzy ciąg przemian: dwóch izotermicznych 2-3 i 4-1 oraz dwóch izoentropowych 1-2 i 3-4.



Rys.13.1

Kryterium jakości termodynamicznej tego obiegu stanowi współczynnik wydajności chłodniczej ε_c obliczany wg wzoru:

$$\varepsilon_c = \frac{q_o}{l_{ob}} = \frac{q_o}{l_s - l_r} =$$

$$= \frac{q_o}{q - q_o} = \frac{T_o}{T_k - T_o}, \quad (13.1)$$

gdzie: q_o - właściwa wydajność chłodnicza (ilość ciepła pobierana przez 1 kg czynnika chłodniczego (pole a-1-4-b-a rys.13.1) [kJ/kg],

l_{ob} - właściwa praca obiegu (pole 1-2-3-4-1 rys.13.1) [kJ/kg],

l_s - właściwa praca sprężania izoentropowego [kJ/kg],

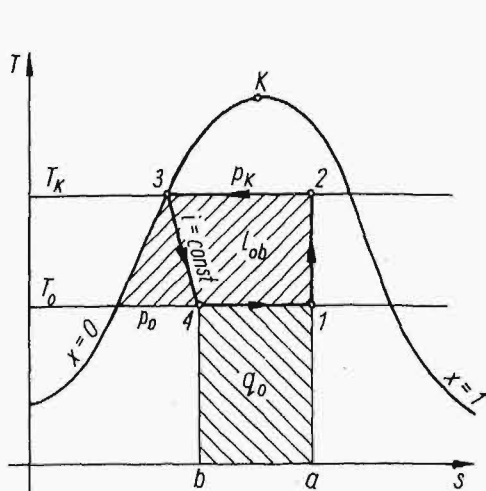
l_r - właściwa praca rozprężania izoentropowego [kJ/kg],

T_o - bezwzględna temperatura źródła dolnego (prze-strzeni chłodzonej) [°K],

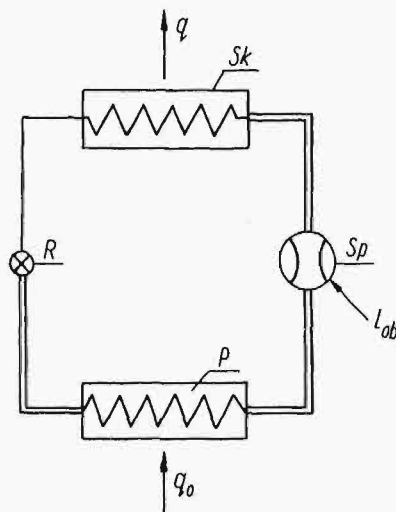
T_k - bezwzględna temperatura źródła górnego (otoczenia) [°K].

13.1.2. Wzorcowy obieg chłodniczy (wilgotny obieg Lindego)

Wykres wzorcowego obiegu chłodniczego pokazano na rys.13.2, natomiast urządzenie w którym ten obieg jest realizowany na rys.13.3.



Rys.13.2.



Rys.13.3

W skład urządzenia wchodzi: sprężarka Sp , zawór regulacyjny (dławiący) R , parownik P oraz skraplacz Sk . Para czynnika chłodniczego zasysana z parownika P (rys.13.3), w którym panuje ciśnienie odpowiadające żądanej temperaturze w przestrzeni chłodzonej, sprężana jest w sprężarce Sp (tłokowej, strumieniowej lub wirnikowej) do takiego ciśnienia końcowego, aby odpowiadająca temu ciśnieniu temperatura umożliwiła odprowadzenie ciepła skraplania. Skraplanie czynnika zachodzi w skraplaczu Sk przy czym ciepło skraplania jest najczęściej rozpraszane w otoczeniu. Skroplony czynnik chłodniczy rozpręża się do ciśnienia panującego w parowniku w zaworze regulacyjnym R . W parowniku następuje odparowanie czynnika kosztem ciepła q_0 pobranego z przestrzeni chłodzonej.

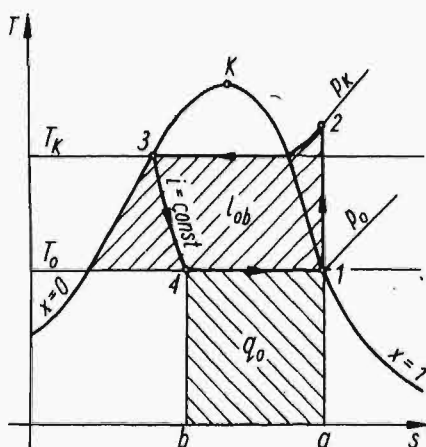
Współczynnik wydajności chłodniczej tego obiegu oblicza się wg wzoru:

$$\varepsilon_t = \frac{q_o}{l_{ob}} = \frac{q_o}{q - q_o} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}, \quad (13.2)$$

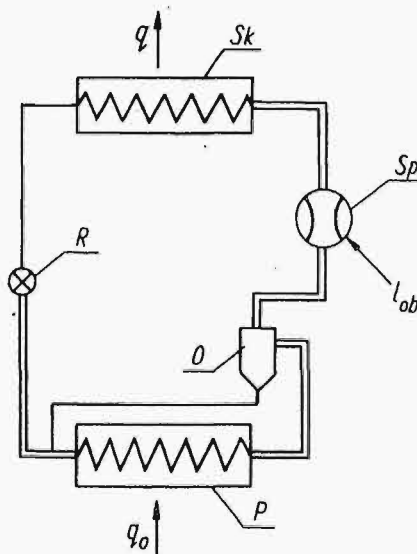
gdzie: q_o - właściwa wydajność chłodnicza [kJ/kg],
 l_{ob} - właściwa praca obiegu [kJ/kg],
 q - właściwa wydajność grzejna [kJ/kg],
 i_1, i_2, i_3, i_4 - właściwa entalpia czynnika chłodniczego w charakterystycznych punktach obiegu (rys.13.2) [kJ/kg].

13.1.3. Wzorcowy obieg chłodniczy (suchy obieg Lindego)

W celu zwiększenia sprawności obiegów chłodniczych oraz zabezpieczenia sprężarki (tłokowej) przed możliwością powstania uderzeń hydraulicznych w praktyce realizuje się obieg suchy, którego wykres w układzie T-s pokazano na rys.13.4.



Rys.13.4



Rys.13.5

Realizację obiegu suchego umożliwia osuszacz O (rys.13.5) zamontowany w przewodzie ssawnym sprężarki (na drodze parownik-sprężarka). W osuszaczu na skutek zmniejszenia prędkości przepływu oraz zmiany jego kierunku następuje osuszenie pary. Oddzielona w osuszaczu ciecz spływa powtórnie do parownika,

gdzie następuje jej odparowanie. Współczynnik wydajności chłodniczej tego obiegu oblicza się wg zależności 13.2

13.1.4. Wielkości
charakteryzujące teoretyczny obieg chłodniczy

Teoretyczny obieg chłodniczy charakteryzują następujące wielkości:

- właściwa wydajność chłodnicza q_o (pole a-1-4-b-a rys.13.4)

$$q_o = i_1 - i_4 \quad [\text{kJ/kg}], \quad (13.3)$$

- objętościowa wydajność chłodnicza q_v

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{i_1 - i_4}{v_1} \quad [\text{kJ/m}^3], \quad (13.4)$$

- właściwa praca obiegu l_{ob} (pole 1-2-3-4-1 rys.13.4)

$$l_{ob} = i_2 - i_1 \quad [\text{kJ/kg}], \quad (13.5)$$

- właściwa wydajność grzejna skraplacza q

$$q = i_2 - i_3 \quad [\text{kJ/kg}], \quad (13.6)$$

- masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego \dot{m}

$$\dot{m} = Q_o/q_o \quad [\text{kg/s}], \quad (13.7)$$

- moc cieplna skraplacza Q

$$Q = \dot{m} q = \dot{m}(i_2 - i_3) \quad [\text{kW}], \quad (13.8)$$

- objętościowe natężenie przepływu czynnika \dot{V} (wydajność objętościowa sprężarki)

$$\dot{V} = \dot{m} v_1 = Q_o/q_v \quad [\text{m}^3/\text{s}], \quad (13.9)$$

- teoretyczne zapotrzebowanie mocy N_t

$$N_t = \dot{m} l_{ob} = \frac{Q_o}{q_o} l_{ob} = Q_o/\varepsilon_t \quad [\text{kW}], \quad (13.10)$$

- miarą doskonałości termodynamicznej czynnika chłodniczego pracującego w obiegu Lindego jest współczynnik strat dławienia (względna strata dławienia)

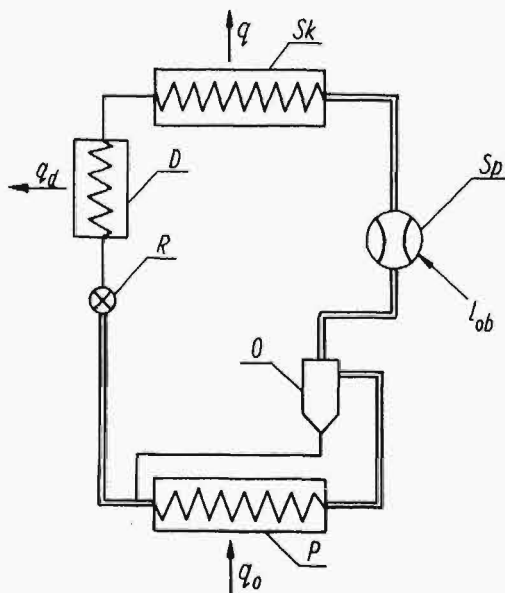
$$\xi = \frac{\varepsilon_c - \varepsilon_t}{\varepsilon_c}; \quad (13.11)$$

w powyższych wzorach:

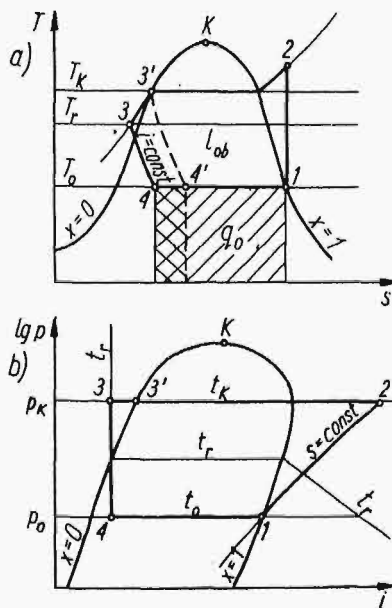
- i_1, i_2, i_3, i_4 - entalpie właściwe czynnika w charakterystycznych punktach obiegu [kJ/kg],
- v_1 - objętość właściwa pary suchej nasyconej czynnika chłodniczego [m³/kg],
- Q_0 - moc chłodnicza obiegu [kW],
- ε_t - teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej obiegu Lindego,
- ε_c - współczynnik wydajności chłodniczego obiegu Carnota równoważnego pod względem temperatur porównywanemu obiegowi Lindego.

13.1.5. Dochładzanie czynnika chłodniczego

W celu zmniejszenia strat energetycznych spowodowanych zastąpieniem rozprężarki przez zawór dławiaczy wprowadza się dochładzanie czynnika chłodniczego. Układ w którym realizowany



Rys. 13.6



Rys. 13.7

jest obieg z dochładzaniem pokazano na rys.13.6, a wykres tego obiegu w układach $T-s$ i $\lg p-i$ na rys.13.7. Dochładzanie czynnika odbywa się w dochładzaczu D , przy czym ilość doprowadzonego ciepła wynosi q_d .

Na wykresie $T-s$ (rys.13.7a) wyraźnie widać, że dochładzanie ciekłego czynnika wpływa bezpośrednio na wzrost właściwej wydajności chłodniczej (pole zakreskowane w kratkę).

13.1.6. Obliczenie rzeczywistej mocy napędowej

Moc rzeczywistą, która musi być doprowadzona do silnika napędzającego sprężarkę oblicza się wg wzoru:

$$N = \frac{N_t}{\eta_o} \quad [\text{kW}] \quad (13.12)$$

gdzie: η_o - ogólna sprawność energetyczna układu

$$\eta_o = \eta_i \eta_m \eta_p \eta_s \quad (13.13)$$

przy czym: η_i - sprawność indykowana sprężarki, zależna od stopnia sprężania, to jest od stosunku ciśnień skraplania p_k i parowania p_o ,

η_m - sprawność mechaniczna sprężarki,

η_p - sprawność przekładni,

η_s - sprawność silnika.

13.1.7. Obliczenie rzeczywistej mocy chłodniczej sprężarki

Rzeczywistą moc chłodniczą sprężarki tłokowej oblicza się z zależności:

$$\dot{Q}_{or} = \lambda \dot{V}_s q_v \quad [\text{kW}], \quad (13.14)$$

gdzie: λ - współczynnik wydajności objętościowej sprężarki uwzględniający straty objętościowe zachodzące w cylindrze,

\dot{V}_s - wydajność skokowa sprężarki $[\text{m}^3/\text{s}]$,

q_v - objętościowa wydajność chłodnicza $[\text{kJ}/\text{m}^3]$.

Teoretyczną wydajność skokową sprężarki tłokowej oblicza się wg wzoru:

$$\dot{V}_s = \frac{\pi}{4} D^2 s \frac{n}{60} \quad [\text{m}^3/\text{s}], \quad (13.15)$$

gdzie: D - średnica cylindra [m],
 s - długość skoku [m],
 n - liczba obrotów sprężarki [obr/min].

Rzeczywistą wydajność objętościową sprężarki oblicza się z zależności:

$$\dot{V}_r = \lambda \cdot \frac{\pi}{4} D^2 s \frac{n}{60} \quad [\text{m}^3/\text{s}]. \quad (13.15a)$$

13.1.8. Obliczanie mocy chłodniczej sprężarki przy zmianach parametrów pracy

Zmianę mocy chłodniczej sprężarki spowodowaną zmianą warunków pracy (zmianą temperatury parowania lub skraplania) oblicza się z zależności:

$$\frac{Q_0}{Q'_0} = \frac{q_v \lambda}{q'_v \lambda'}, \quad (13.16)$$

gdzie: Q_0 , q_v , λ - odpowiednio: moc chłodnicza, objętościowa wydajność chłodnicza czynnika, współczynnik wydajności objętościowej sprężarki w nominalnych warunkach pracy,

Q'_0 , q'_v , λ' - jw. lecz warunkach rzeczywistych.

13.2. ZADANIA

13.2.1. Obliczyć współczynnik wydajności chłodniczej obiegu Carnota dla następujących warunków pracy:

- a) temperatura dolnego źródła $t_0 = -23^\circ\text{C}$,
temperatura górnego źródła $t_k = +27^\circ\text{C}$;
b) temperatura dolnego źródła $t_0 = -15^\circ\text{C}$;
temperatura górnego źródła $t_k = +30^\circ\text{C}$.

Rozwiązanie

Wstawiając powyższe dane do wzoru 13.1 otrzymuje się:

a)

$$\varepsilon_c = \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{273 - 23}{(273 + 27) - (273 - 23)} = 5,0,$$

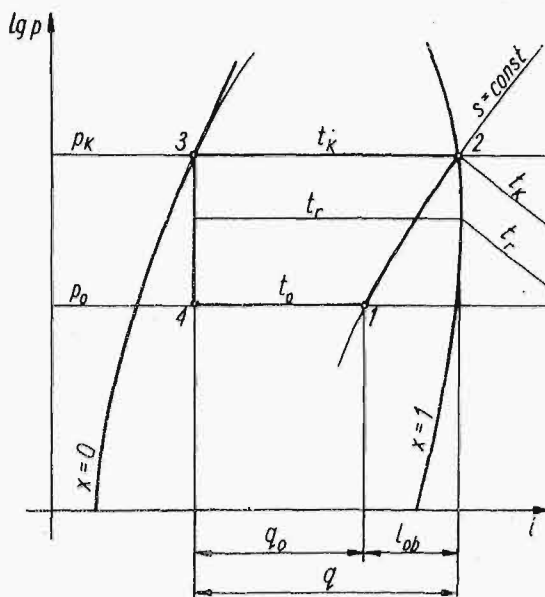
b)

$$\varepsilon_c = \frac{273 - 15}{(273 + 30) - (273 - 15)} = 5,74.$$

13.2.2. Moc sprężarkowego amoniakalnego urządzenia chłodniczego $Q_0 = 25\ 000\ \text{W}$ przy temperaturze parowania $t_0 = -15^\circ\text{C}$ i temperaturze skraplania $t_k = +30^\circ\text{C}$. Obliczyć wielkości charakteryzujące pracę tego urządzenia w warunkach obiegu mokrego.

Rozwiązanie

Teoretyczny wykres obiegu w układzie $\lg p$ - i pokazano na rys.13.8. Z wykresu właściwości amoniaku otrzymuje się war-



Rys.13.8

tości ciśnień i entalpii w charakterystycznych punktach obiegu:

ciśnienie skraplania	$p_k = 1,17\ \text{MN/m}^2,$
ciśnienie parowania	$p_0 = 0,24\ \text{MN/m}^2,$
entalpia właściwa pary za parownikiem (p.1. rys.13.8)	$i_1 = 1508\ \text{kJ/kg},$
entalpia właściwa pary po sprężaniu (p.2 rys.13.8)	$i_2 = 1705,8\ \text{kJ/kg},$
entalpia właściwa czynnika za skraplaczem (p.3)	$i_3 = 560,4\ \text{kJ/kg},$
entalpia właściwa czynnika przed parownikiem (p.4)	$i_4 = 560,4\ \text{kJ/kg},$
objętość właściwa pary (p.1 rys.13.8)	$v_1 = 0,1107\ \text{m}^3/\text{kg}.$

Obliczenia:

właściwa wydajność chłodnicza czynnika (wzór 13.3)

$$q_0 = i_1 - i_4 = 1508 - 560,4 = 937,6 \text{ kJ/kg},$$

właściwa praca obiegu (sprężania adiabatycznego) (wzór 13.5)

$$l = i_2 - i_1 = 1705,8 - 1508 = 197,8 \text{ kJ/kg},$$

właściwa wydajność grzejna skraplacza (wzór 13.6)

$$q = q_0 + l = 937,6 + 197,8 = 1135,4 \text{ kJ/kg},$$

współczynnik wydajności chłodniczej (wzór 13.2)

$$\varepsilon_t = \frac{q_0}{l_{ob}} = \frac{937,6}{197,8} = 4,75,$$

natężenie przepływu masy czynnika chłodniczego (wzór 13.7)

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{25}{937,6} = 27,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s},$$

wydajność skokowa sprężarki (wzór 13.9)

$$\dot{V} = \dot{m} v_1 = 27,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1107 = 2,95 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s},$$

teoretyczne zapotrzebowanie mocy (wzór 13.10)

$$N_t = \frac{Q_0}{\varepsilon_t} = \frac{25}{4,75} = 5,26 \text{ kW}.$$

13.2.3. Obliczyć wielkości charakteryzujące pracę amoniakalnego sprężarkowego urządzenia chłodniczego o mocy $Q_0 = 25 \text{ kW}$ przy temperaturze parowania $t_0 = -15^\circ\text{C}$ i temperaturze skraplania $t = 30^\circ\text{C}$. Obliczenia przeprowadza się przyjmując jako wzorzec suchy obieg Lindego.

Rozwiązanie

Z wykresu $i\text{-lg } p$ (załącznik) otrzymuje się

$$i_1 = 1660 \text{ kJ/kg}, \quad v_1 = 0,509 \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$i_2 = 1890 \text{ kJ/kg}, \quad i_2 = i_3 = 560 \text{ kJ/kg};$$

właściwa wydajność chłodnicza (wzór 13.3)

$$q_0 = 1660 - 560 = 1100 \text{ kJ/kg},$$



właściwa praca obiegu (wzór 13.5)

$$l = 1980 - 1660 = 230 \text{ kJ/kg},$$

właściwa wydajność grzejna skraplacza (wzór 13.6)

$$q = 1100 + 230 = 1330 \text{ kJ/kg},$$

współczynnik wydajności chłodniczej (wzór 13.2)

$$\xi_t = \frac{1100}{230} = 4,78,$$

natężenie przepływu masy czynnika chłodniczego (wzór 13.7)

$$\dot{m} = \frac{25}{1100} = 22,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s},$$

wydajność skokowa sprężarki (wzór 13.9)

$$\dot{V} = 22,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,509 = 11,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s},$$

teoretyczne zapotrzebowanie mocy (wzór 13.10)

$$N_t = \frac{25}{4,78} = 5,23 \text{ kW},$$

moc cieplna skraplacza (wzór 13.8)

$$Q = 1330 \cdot 22,7 \cdot 10^{-3} = 30,23 \text{ kW}.$$

13.2.4. Dla założeń jak w zadaniu 13.2.2 obliczyć wielkości charakteryzujące pracę obiegu chłodniczego przyjmując, że ciekły czynnik chłodniczy zostaje izobarycznie dochłodzony do temperatury $t_r = 25^\circ\text{C}$.

Rozwiązanie

Z wykresu i -lg p otrzymuje się:

$$i_1 = 1660 \text{ kJ/kg}; \quad v_1 = 0,509 \text{ m}^3/\text{kg};$$

$$i_2 = 1890 \text{ kJ/kg}, \quad i_3 = i_4 = 536 \text{ kJ/kg};$$

właściwa wydajność chłodnicza (wzór 13.3)

$$q_0 = 1660 - 536 = 1124 \text{ kJ/kg},$$

właściwa praca obiegu (wzór 13.5)

$$l = 1890 - 1660 = 230 \text{ kJ/kg},$$

właściwa wydajność grzejna skraplacza (wzór 13.6)

$$q = 1124 + 230 = 1354 \text{ kJ/kg},$$

współczynnik wydajności chłodniczej (wzór 13.2)

$$\varepsilon_t = \frac{1124}{230} = 4,88,$$

natężenie przepływu masy czynnika chłodniczego (wzór 13.7)

$$\dot{m} = \frac{25}{1124} = 22,2 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s},$$

wydajność skokowa sprężarki (wzór 13.9)

$$\dot{V} = 22,2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,509 = 11,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s},$$

teoretyczne zapotrzebowanie mocy (wzór 13.10)

$$N_t = \frac{25}{4,88} = 5,12 \text{ kW},$$

moc cieplna skraplacza (wzór 13.8)

$$Q = 1354 \cdot 22,2 \cdot 10^{-3} = 30,12 \text{ kW}.$$

13.2.5. Obliczyć względną stratę dławienia oraz zmianę zapotrzebowania mocy napędowej dla obiegów pracujących wg założeń podanych w zadaniu 13.2.2 (obieg bez dochładzania) oraz w zadaniu 13.2.3 (obieg z dochłodzeniem).

Rozwiązanie

Względną stratę dławienia oblicza się wg wzoru (13.11)

$$\xi = \frac{\varepsilon_c - \varepsilon_t}{\varepsilon_c},$$

współczynnik wydajności chłodniczej obiegu Carnota wyniesie

$$\varepsilon_c = \frac{273-15}{(273+30) \cdot (273-15)} = 5,74,$$

względna strata dławienia obiegu bez dochłodzenia

$$\xi = \frac{5,74 - 4,78}{5,74} = 0,168 \text{ (16,8\%)},$$

względna strata dławienia obiegu z dochłodzeniem

$$\xi = \frac{5,74 - 4,88}{5,74} = 0,150 \text{ (15,0\%)},$$

względne zmniejszenie zapotrzebowania mocy napędowej

$$\Delta N = \frac{5,23 - 5,12}{5,23} \cdot 100 = 2,1\%.$$

13.2.6. Obliczyć wielkości charakteryzujące pracę urządzenia chłodniczego dla założeń jak w zadaniu 13.2.3 przyjmując, że czynnikiem chłodniczym w obiegu jest freon 12 (R 12).

Rozwiązanie

Z wykresu i-lg p dla R-12 (załącznik) otrzymuje się następujące wartości:

$$\begin{aligned} \text{ciśnienie skraplania} & \quad p = 0,74 \text{ MN/m}^2, \\ \text{ciśnienie parowania} & \quad p_0 = 0,18 \text{ MN/m}^2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i_1 &= 567 \text{ kJ/kg}, & v_1 &= 0,0925 \text{ m}^3/\text{kg}, \\ i_2 &= 593 \text{ kJ/kg}, & i_3 &= i_4 = 444 \text{ kJ/kg}; \end{aligned}$$

właściwa wydajność chłodnicza (wzór 13.3)

$$q_0 = 567 - 444 = 123 \text{ kJ/kg},$$

właściwa praca obiegu (wzór 13.5)

$$l = 593 - 567 = 26 \text{ kJ/kg},$$

właściwa wydajność grzejna skraplacza (wzór 13.6)

$$q = 123 + 26 = 149 \text{ kJ/kg},$$

współczynnik wydajności chłodniczej (wzór 13.2)

$$\varepsilon_t = \frac{123}{26} = 4,74,$$

natężenie przepływu masy czynnika chłodniczego (wzór 13.7)

$$\dot{m} = \frac{25}{123} = 0,204 \text{ kg/s},$$

wydajność skokowa sprężarki (wzór 13.9)

$$\dot{V} = 0,204 \cdot 0,0925 = 0,0189 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Teoretyczne zapotrzebowanie mocy (wzór 13.10)

$$N_t = \frac{25}{4,74} = 5,28 \text{ kW},$$

moc cieplna skraplacza (wzór 13.8)

$$Q = 0,204 \cdot 149 = 30,28 \text{ kW.}$$

13.2.7. Obliczyć względną stratę dławienia dla założeń jak w zadaniu 13.2.5.

Rozwiązanie

Współczynnik wydajności chłodniczej obiegu Carnota

$$\varepsilon_c = 5,74,$$

współczynnik wydajności chłodniczej obiegu teoretycznego

$$\varepsilon_t = 4,74,$$

względna strata dławienia

$$\xi = \frac{5,74 - 4,74}{5,74} = 0,174 \quad (17,4\%).$$

13.2.8. Obliczyć rzeczywiste zapotrzebowanie mocy do napędu sprężarki pracującej wg założeń do zadania 13.2.3 oraz rzeczywisty współczynnik wydajności chłodniczej.

Ponadto należy przyjąć:

sprawność indykowaną sprężarki	$\eta_i = 0,85,$
sprawność mechaniczną sprężarki	$\eta_m = 0,98,$
sprawność przekładni	$\eta_p = 0,99,$
sprawność silnika elektrycznego	$\eta_s = 0,96.$

Rozwiązanie

Ogólna sprawność energetyczna obiegu wynosi (wzór 13.13)

$$\begin{aligned}\eta_o &= \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_s = \\ &= 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 0,793.\end{aligned}$$

Rzeczywiste zapotrzebowanie mocy (wzór 13.12)

$$N = \frac{N_t}{\eta_o} = \frac{5,12}{0,793} = 6,46 \text{ kW.}$$

Rzeczywisty współczynnik wydajności chłodniczej

$$\varepsilon_r = \frac{Q_o}{N} = \frac{25,0}{6,46} = 3,87.$$

13.2.9. Obliczyć, jak zmieni się moc sprężarki chłodniczej z zadania 13.2.3, jeżeli temperatura parowania wzrośnie do wartości $t_o = -10^{\circ}\text{C}$, a temperatura skraplania obniży się do $t' = 25^{\circ}\text{C}$. Współczynnik wydajności objętościowy sprężarki zmienia się od wartości $\lambda = 0,85$ do wartości $\lambda' = 0,90$.

Rozwiązanie

Zmianę mocy sprężarki chłodniczej oblicza się wg wzoru 13.16

$$Q'_o = Q_o \frac{q'_v \cdot \lambda'}{q_v \cdot \lambda} \text{ kW.}$$

Z tablicy 16 [4] otrzymuje się wartości objętościowej wydajności chłodniczej:

dla warunków - 15/30/25

$$q_v = 2214 \text{ kJ/m}^3,$$

dla warunków - 10/25/20

$$q_v = 2765 \text{ kJ/m}^3,$$

$$Q_o = 25,0 \frac{2765 \cdot 0,90}{2214 \cdot 0,85} = 33,1 \text{ kW.}$$

13.2.10. Amoniakalna jednocylindrowa sprężarka chłodnicza ma moc chłodniczą $Q_o = 17,5 \text{ kW}$ przy temperaturze skraplania $t = 35^{\circ}\text{C}$ i temperaturze parowania $t_o = -10^{\circ}\text{C}$. Liczba obrotów wału sprężarki równa jest $n = 600 \text{ obr/min.}$, średnica cylindra $D = 100 \text{ mm}$ a stosunek długości skoku do średnicy cylindra $s/D = 1$. Obliczyć współczynnik wydajności objętościowej sprężarki.

Wskazówka: Przyjąć, że czynnik zasysany przez sprężarkę jest parą suchą nasyconą.

Rozwiązanie

Wydajność objętościową sprężarki oblicza się wg wzoru 13.9

$$\dot{V} = \frac{Q_o}{q_v} \left[\text{m}^3/\text{s} \right]$$

lub wzoru 13.15a

$$\dot{V} = \lambda \frac{\pi}{4} D^2 s \frac{n}{60} \left[\text{m}^3/\text{s} \right].$$

Porównując powyższe zależności oraz wstawiając $S = D$ otrzymuje się:

$$\frac{Q_0}{q_v} = \lambda \frac{\pi}{4} D^3 \frac{n}{60},$$

stąd

$$\lambda = \frac{Q_0}{q_v} \frac{4}{\pi} \frac{60}{n} \frac{1}{D^3}.$$

Z tablicy 16 [4] otrzymuje się wartość $q_v = 2592 \text{ kJ/m}^3$.
Wstawiając wartości do powyższego wzoru otrzymuje się:

$$\lambda = \frac{17,5}{2592} \frac{4}{\pi} \frac{60}{600} \frac{1}{0,1^3},$$

$$\lambda = 0,86.$$

13.2.11. Obliczyć i porównać teoretyczne współczynniki wydajności chłodniczej amoniakalnego urządzenia chłodniczego pracującego przy temperaturze parowania $t_0 = -20^\circ\text{C}$ i temperaturze skraplania $t_k = 30^\circ\text{C}$ dla:

a) obiegu Carnota, b) obiegu mokrego, c) obiegu suchego, d) obiegu suchego z dochłodzeniem do temperatury przed zaworem dławiającym $t_r = 25^\circ\text{C}$.

Ponadto sporządzić wykresy obiegów w układach $T-s$ i $\lg p-i$.

Odp. a) $\varepsilon_c = 5,06,$

b) $\varepsilon_t = 4,38,$

b) $\varepsilon_t = 4,16,$

d) $\varepsilon_t = 4,27.$

13.2.12. Przy założeniach jak w zadaniu 13.2.11 obliczyć współczynniki wydajności chłodniczej dla urządzenia chłodniczego z czynnikiem chłodniczym freonem 12 (R-12).

Odp. a) $\varepsilon_c = 5,06,$

b) $\varepsilon_t = 4,5,$

c) $\varepsilon_t = 4,0,$

d) $\varepsilon_t = 4,13.$

13.2.13. Moc amoniakalnego urządzenia chłodniczego równa jest $Q_0 = 116,3 \text{ kW}$ przy temperaturze parowania $t_0 = -15^\circ\text{C}$, temperaturze skraplania $t_k = 30^\circ\text{C}$ i temperaturze przed zaworem regulacyjnym $t_r = 25^\circ\text{C}$. Przyjmując, że sprężarka pracuje w obiegu suchym określić:

a) ciśnienia amoniaku w parowniku i skraplaczu,

b) teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej,

c) wydajność objętościową sprężarki,

d) teoretyczne i rzeczywiste zapotrzebowanie mocy przyjmując,

e) zużycie wody chłodzącej skraplacz przyjmując, że sprawność ogólna $\eta_o = 0,55$.

Przyrost temperatury wody w skraplaczu wynosi $\Delta t_w = 7$ deg.

Odp. a) $p_k = 1,167 \text{ MN/m}^2$, $p_o = 0,206 \text{ MN/m}^2$,

b) $\varepsilon_t = 5,22$,

c) $V = 0,0503 \text{ m}^3/\text{s}$, d) $N_t = 22,3 \text{ kW}$, $N = 40,6 \text{ kW}$,

e) $\dot{m}_w = 4,72 \text{ kg/s}$.

13.2.14. Obliczyć wymiary cylindra oraz rzeczywiste zapotrzebowanie mocy do napędu chłodniczej sprężarki amoniakalnej o mocy $Q_o = 290 \text{ kW}$ uzyskiwanej przy temperaturze parowania $t_o = -20^\circ\text{C}$, temperaturze skraplania $t_k = 25^\circ\text{C}$ i temperaturze przed zaworem regulacyjnym $t_r = 20^\circ\text{C}$. Ponadto obliczyć współczynnik wydajności chłodniczej obiegu.

Obliczenia wykonać dla następujących założeń:

$n = 210 \text{ obr/min}$, $\lambda = 0,7$; $s/D = 1,2$; $\eta_o = 0,643$.

Odp. $D = 410 \text{ mm}$, $s = 490 \text{ mm}$, $N = 92,5 \text{ kW}$, $\varepsilon = 4,88$.

13.2.15. Obliczyć teoretyczną i rzeczywistą wydajność skokową amoniakalnej sprężarki chłodniczej o mocy $Q_o = 175 \text{ kW}$ uzyskiwanej przy temperaturze parowania $t_o = -15^\circ\text{C}$, temperaturze skraplania $t_k = 30^\circ\text{C}$ i temperaturze przed zaworem regulacyjnym $t_r = 25^\circ\text{C}$. Współczynnik wydajności objętościowej $\lambda = 0,7$. Ponadto obliczyć teoretyczne i rzeczywiste zapotrzebowanie mocy napędowej przyjmując, że $\eta_o = 0,7$.

Odp. $\dot{V} = 0,162 \text{ m}^3/\text{s}$; $\dot{V}_s = 0,113 \text{ m}^3/\text{s}$; $N_t = 36,1 \text{ kW}$;

$N = 51,6 \text{ kW}$.