

POLITECHNIKA SZCZECIŃSKA

Instytut Okrętowy

Bogusław Zakrzewski

**OBLICZENIA OBIEGÓW CHŁODNICZYCH
I KLIMATYZACYJNYCH**

SZCZECIN 1991

124696 W
POLITECHNIKA SZCZECIŃSKA

Instytut Okrętowy

Bogusław Zakrzewski

**OBLICZENIA OBIEGÓW CHŁODNICZYCH
I KLIMATYZACYJNYCH**

SZCZECIN 1991

Recensenci

Antoni Chłopecki
Jacek Kulesza



W 124696

Opracowanie redakcyjne

Jolanta Orkisz

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Szczecińskiej
z dnia 1990.07.18

**Biblioteka Główna
Politechniki Szczecińskiej
W. 124696**



012-124696-00-0

Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej

Wyd. II rozszerzone. Nakł. 150+23 egz. Ark. wyd. 15, 6. Ark.
druk. 14, 1. Papier offset kl. III 70g B₁. Oddano do
druku 1990.07.18. Druk ukończono w styczniu 1991 r.

Zamówienie nr 383/90. Cena zł 6240,-

Zakład Poligraficzny Politechniki Szczecińskiej "ZAPOL"
71-065 Szczecin, al. Piastów 42a

2.470/012

SPIS TREŚCI

	WSTĘP	5
↑	1. TEORETYCZNE PODSTAWY DZIAŁANIA URZĄDZEŃ CHŁODNICZYCH	7
	1.1. Kierunek przepływu ciepła	7
	1.2. Zasada zachowania energii	9
↓	1.3. Wykresy entropowe	9
	1.3.1. Termiczne i kaloryczne parametry stanu	12
	1.3.2. Przemiany charakterystyczne	12
↓	1.4. Zadania i obliczenia	18
↓	2. OBIEGI CHŁODNICZE SPRĘŻARKOWE	23
	2.1. Lewobieżny obieg Carnota	23
	2.2. Obieg mokry	25
	2.3. Obieg suchy nasycony	28
	2.4. Obieg suchy nasycony z dochłodzeniem	29
	2.5. Obieg przegrzany z dochłodzeniem	30
	2.6. Obieg z regeneracją ciepła	31
	2.6.1. Porównanie sprawności obiegów: suchego nasyconego z obiegiem regeneracji ciepła	33
↑	2.6.2. Obliczenie jednostopniowego obiegu chłodniczego	43
↓	2.7. Obiegi wielostopniowe i kaskadowe	44
	2.7.1. Obiegi dwustopniowe	46
	2.7.1.1. Dwustopniowy obieg Carnota	46
	2.7.1.2. Obieg dwustopniowy z jednostopniowym dławieniem	47
	2.7.1.3. Obieg dwustopniowy z dwustopniowym dławieniem	50
	2.7.2. Obiegi trójstopniowe	56
	2.7.3. Obiegi kaskadowe	59
↓	2.8. Zadania i obliczenia	65
	2.8.1. Obieg suchy nasycony	66
	2.8.2. Obieg suchy nasycony z dochłodzeniem	69
↑	2.8.3. Obieg przegrzany z dochłodzeniem	74

2.8.4. Obieg z regeneracją ciepła	79
2.8.5. Obiegi wielostopniowe	88
3. OLEJ W OBIEGACH CHŁODNICZYCH	101
3.1. Wpływ oleju na właściwą wydajność chłodniczą	103
3.2. Zadania i obliczenia	111
4. OBIEG CHŁODNICZY RZECZYWISTY	119
5. OBIEG CHŁODNICZY - POMPA CIEPŁA	125
5.1. Obieg teoretyczny pompy ciepła	125
5.2. Odsys ciepła w obiegu chłodniczym	127
5.3. Zadania i obliczenia	128
6. SPRĘŻARKA DOSKONAŁA I RZECZYWISTA	147
6.1. Sprawność objętościowa sprężarki tłokowej	154
6.1.1. Straty związane z istnieniem przestrzeni szkodliwej	154
6.1.2. Wpływ dławienia przy przepływie przez zawory	156
6.1.3. Wpływ podgrzewania czynnika podczas zasysania	159
6.1.4. Wpływ nieszczelności	160
6.2. Sprawność energetyczna	161
6.2.1. Sprawność indykowana adiabatyczna	162
6.2.2. Sprawność mechaniczna	165
6.2.3. Sprawność efektywna	167
6.2.4. Sprawność ogólna	167
6.3. Wyznaczanie wskaźników termicznych sprężarek	167
6.4. Sprawność objętościowa i energetyczna sprężarki śrubowej ..	172
6.5. Zadania i obliczenia	175
7. KLIMATYZACJA POMIESZCZEŃ	189
7.1. Wymagania dotyczące stanu powietrza w technologii oraz wy- magania specjalne dotyczące człowieka	189
7.2. Zanieczyszczenia środowiska naturalnego a klimatyzacja	191
7.3. Fizyczne podstawy przemian powietrza	193
7.4. Instalacje klimatyzacyjne	195
7.5. Zadania i obliczenia	196
8. TABELĘ I WYKRESY CZYNNIKÓW CHŁODNICZYCH	213
9. LITERATURA	217

WSTĘP

Skrypt w kolejnym poszerzonym wydaniu uzupełniono w trzy nowe rozdziały. Dotyczą one obiegu rzeczywistego, pompy ciepła oraz zestawu podstawowych danych fizycznych czynników chłodniczych. Ponadto uzupełniono rozdział 6, omawiając w nim sprężarki śrubowe. Dokonano także wielu drobnych zmian w tekście (powiększono rysunki itp.) oraz usunięto inne dostrzeżone drobne błędy.

Szczecin 1990.06.19

1. TEORETYCZNE PODSTAWY DZIAŁANIA URZĄDZEŃ CHŁODNICZYCH

Chłodzeniem lub ziębieniem nazywany techniką wytwarzania i utrzymywania temperatur niższych od temperatury otoczenia.^M

W praktyce do wytworzenia "zimna" stosuje się specjalne urządzenia, których działanie wymaga dodatkowego wkładu energii.

W celu uzyskania efektu chłodniczego stosuje się w praktyce następujące procesy fizyczne:

- zmiany fazowe połączone z pochłanianiem ciepła (topnienie, parowanie, rozpuszczanie soli),
- rozprężanie gazu sprężonego połączone z wykonaniem pracy zewnętrznej,
- ekspansje gazu przez dławienie (efekt Joule'a - Thomsona),
- efektu chłodniczego wirowego (rura wirowa Ranque'a),
- przepływ prądu elektrycznego przez złącze dwu metali lub półprzewodników (efekt Peltiera),
- rozmaagnesowywanie ciał stałego (efekt magneto-kaloryczny),
- desorpcje gazów.

1.1. Kierunek przepływu ciepła

Zgodnie z drugą zasadą termodynamiki samorzutne oddawanie ciepła przez ciało o niższej temperaturze ciału o wyższej temperaturze jest niemożliwe. Celem umożliwienia takiego przepływu ciepła, należy entropię układu zwiększyć przez wprowadzenie dodatkowej przemiany o taką wielkość, która co najmniej wyrównałaby wartość energii co do wartości początkowej.

Oznacza to, że ciepło jawne przepływa samoczynnie od źródeł cieplejszych do zaniejszych. W zasadzie tej zawarte jest pojęcie entropii S

$$S = \int \frac{dq}{T} + S_0 \quad (1)$$

^M) gdy temperatura jest wyższa od temperatury otoczenia, to mamy do czynienia ze studzeniem.

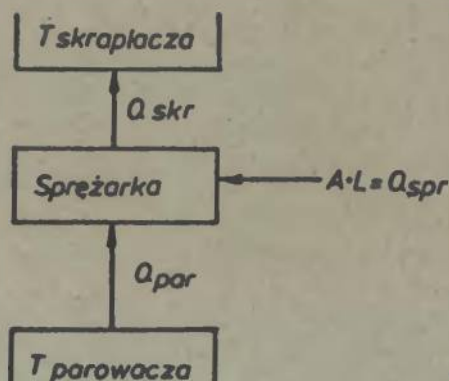
W idealnym obiegu sprężarkowym zachodzi związek

$$\left[\frac{Q}{T} \right]_{\text{par}} = \left[\frac{Q}{T} \right]_{\text{skr}} \quad (2)$$

Równanie powyższe dotyczy obiegu Carnota. I stąd otrzymano

$$Q_{\text{par}} \cdot T_{\text{skr}} = T_{\text{par}} \cdot Q_{\text{skr}} \quad (3)$$

Tak więc musimy doprowadzić do układu odpowiednią ilość energii lub pracy jeżeli chcemy realizować przemiany termodynamiczne, dzięki którym ciepło będzie odbierane od ciała o temperaturze niższej, i przekazywane ciału o temperaturze wyższej.



Rys. 1. Zasada działania sprężarkowego urządzenia chłodniczego

Przepływ ciepła od ciała schłodzonego do otoczenia, realizuje się za pomocą lewobieżnego obiegu termodynamicznego. Obieg lewobieżny realizowany jest kosztem wykonania pracy napędowej. Przepływ ciepła ze źródła dolnego do otoczenia przy stałych temperaturach T_0 i T tych źródeł teoretycznie można zrealizować np. w obiegu Carnota kosztem doprowadzenia minimalnej pracy. Przyjmuje się tu, że różnica temperatur między źródłami a czynnikiem obiegowym jest nieskończenie mała. Proces odprowadzenia i doprowadzenia ciepła ze źródeł można zastąpić odpowiednimi przemianami czynnika obiegowego.

1.2. Zasada zachowania energii

Pierwsza zasada termodynamiki podaje, że energia nie powstaje z niczego ani nie może ulec zniszczeniu. A także, że różne postacie energii jak na przykład energia cieplna i praca mechaniczna są sobie równoważne. Wynika z tego, że suma ciepła i innych form energii pobranej z otoczenia w różnych miejscach układu zamkniętego, pozbawionego wewnętrznych źródeł wytwarzania energii (np. z reakcji chemicznych) - bez akumulacji energii w tym układzie i bez strat energii już zgromadzonej równa się sumie ciepła i innych form energii oddanej otoczeniu w różnych miejscach tego układu.

Stąd dla obiegu sprężarkowego mamy

$$Q_{\text{par}} + Q_{\text{spręż}} = Q_{\text{skr}} \quad (4)$$

1.3. Wykresy T-s, lgp-h

Znajomość własności termodynamicznych czynnika jest konieczna do określenia wskaźników konstrukcyjno-eksploatacyjnych urządzeń chłodniczych oraz doboru obiegu i oceny jego sprawności cieplnej. Opisuje te własności równanie stanu

$$f(p, v, T) = 0 \quad (5)$$

Wiąże ono ze sobą ciśnienie, objętość i temperaturę gazu. Dla gazów doskonałych obowiązuje równanie stanu Clapeyrona

$$p \cdot v = R T \quad (6)$$

Równanie to można stosować i dla gazów rzeczywistych przy małym ciśnieniu ($p \rightarrow 0$) lub wielkiej objętości właściwej ($v \rightarrow \infty$).

Gazy rzeczywiste wykazują przy większych gęstościach i niższych temperaturach odchylenia od równania Clapeyrona przy czym

$$\frac{p \cdot v}{R \cdot T} = Z \quad (7)$$

nazywamy stosunkiem ściśliwości. W praktyce równanie gazów rzeczywistych ważne w szerokim zakresie t i p są bardzo złożone i wykorzystują wiele współczynników wyznaczonych doświadczalnie jak na przykład równanie dla R-12 (według równania Battiego-Bridgema [88])

$$p = \frac{R \cdot T(1 - \xi)}{v^2} (v + B') - \frac{A}{v^2},$$

gdzie:

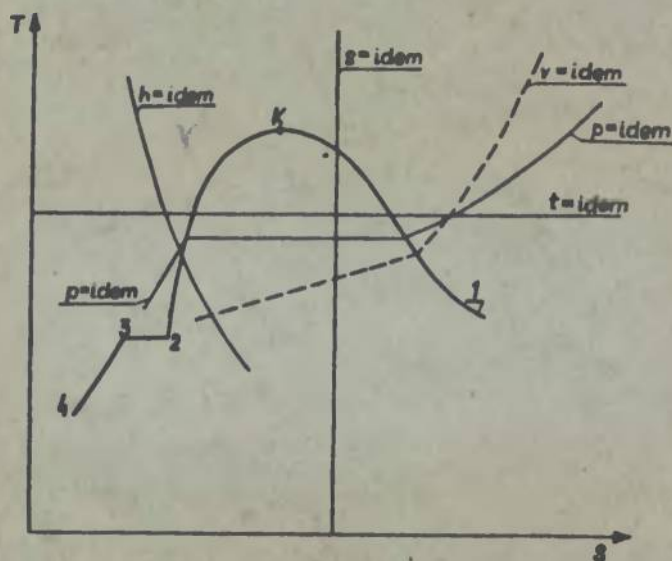
$$A = A_0 \left(1 - \frac{a}{b}\right);$$

$$B' = B_0 \left(1 - \frac{b}{v}\right);$$

$$\xi = \frac{c}{v \cdot T^3}; \quad A_0 = 16,75, \quad B_0 = 0,00487, \quad a = 0,00252$$

$$b = 0,00514 \text{ (v, m}^3/\text{kg)}.$$

Tak więc w celu ułatwienia analizy obiegów chłodniczych sporządzono wiele różnych wykresów entropowych. Najstarszy T-s ukazano na rys. 2. Wykres ten przedstawia krzywą nasycenia cieczy 2-K i krzywą nasycenia pary 1-K oraz miejsce ich styku punkt krytyczny K.

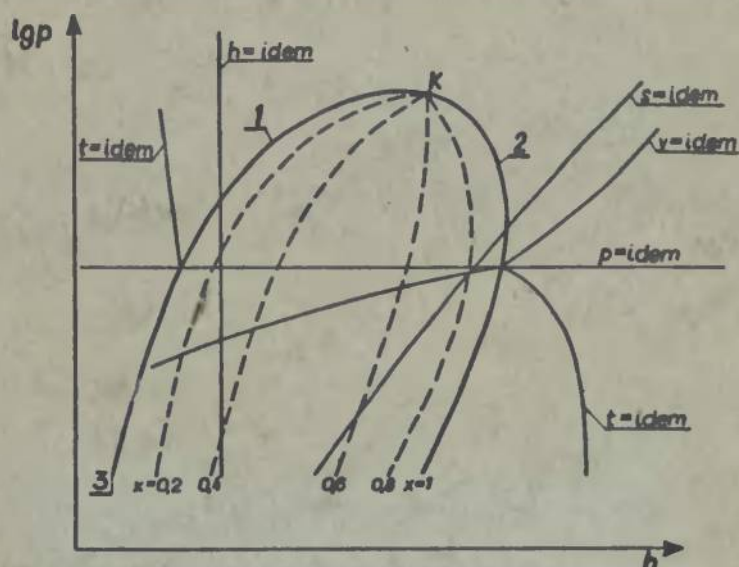


Rys. 2. Wykres T-s dla czynników chłodniczych

K - punkt krytyczny, 1-K krzywa nasycenia pary $x = 1$,
 2-K krzywa nasycenia cieczy $x = 0$, 2 - 3 punkt potrójny,
 3 - 4 - krzywa stanu stałego, h - izentalpa, s - izentropa,
 v - izochera, p - izobara, t - izoterma

Przedstawia on także pionowe linie stałej entropii s , poziome linie stałej temperatury t , krzywe stałej objętości v , entalpii h i ciśnienia p . Umożliwia to graficzne przedstawienie przemian oraz ułatwia prowadzenie obliczeń.

W praktyce używany jest najczęściej wykres $\ln p-h$ (rys. 3) ze względu na prostotę odczytów przy obliczeniach. Posiada on te same krzywe co wykres $T-s$.



Rys. 3 Wykres $\ln p-h$ dla czynników chłodniczych

K - punkt krytyczny 1 - krzywa nasycenia cieczy $x = 0,2$,
2 - krzywa nasycenia pary $x = 1$; 3 punkt potrójny, h - izentalpa, s - izentropa, v - izochora, p - izobara, t - izoterma

Przebieg procesu parowania wyraźnie ukażać można na przedstawionych wykresach (rys. 2 i 3). Odpowiednikiem krzywej parowania jest w tych układach obszar pary nasyconej mokrej przedzielający obszar cieczy i pary przegrzanej. Obszar pary mokrej oddzielony jest od obszaru cieczy krzywą graniczną 1 ($x = 0$ punkty pęcherzyków), a od obszaru pary przegrzanej krzywą graniczną 2 ($x = 1$ punktu rosy) (rys. 3).

Obszar pary mokrej podzielono na strefy stałych stopni suchości liniami $x = \text{idem}$ wychodzącymi z punktu krytycznego K. Podczas zmiany stanu skupienia to znaczy na krzywej parowania istnieją obok siebie 2 fazy czynnika, z których każda posiada określone parametry termiczne i kaloryczne. W celu określenia udziału faz wprowadzono w termodynamice pojęcie stopnia suchości x . Wyznacza się go ze stosunku m_p/m gdzie: m_p - ilość pary nasyconej suchej kg, m - całkowita ilość czynnika - pary mokrej kg. Stopień suchości x określa więc udział pary nasyconej suchej m_p w parze mokrej m .

1.3.1. Termiczne i kaloryczne parametry stanu

Wielkości te wyznaczono wykorzystując wartości parametrów dla poszczególnych faz akładowych czynnika i posługując się pojęciem stopnia suchości. Otrzymano więc następujące wzory do wyznaczania poszczególnych parametrów pary mokrej:

$$\text{entalpia właściwa} \quad h_x = h' + x(h'' - h'), \quad (8)$$

$$\text{entropia właściwa} \quad s_x = s' + x(s'' - s'), \quad (9)$$

$$\text{objętość właściwa} \quad v_x = v' + x(v'' - v'), \quad (10)$$

$$\text{energia wewnętrzna właściwa} \quad u_x = u' + x(u'' - u') \quad (11)$$

Wskaznikami ' oznaczono wartości związane z fazą ciekłą w stanie nasyconia, a '' wielkości związane z fazą gazową w stanie nasyconym (punkt rosy).

1.3.2. Przemiany charakterystyczne

Na wykresach T-s i lgp-h przedstawione zostaną poszczególne przemiany:

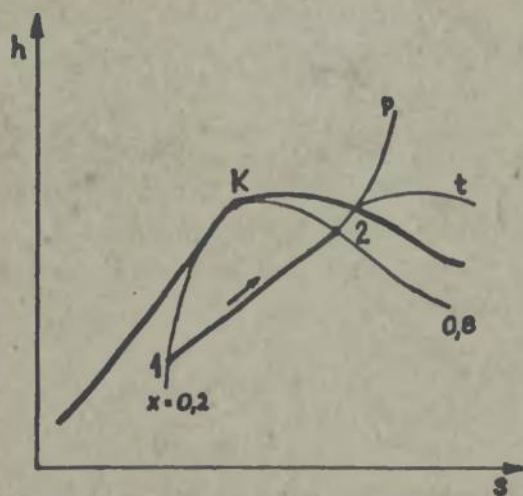
1. Izobara

W obszarze pary mokrej jest linią prostą. Pracę bezwzględną wykonywaną w czasie przemiany od punktu 1 do 2 wyrazić można ogólnym wzorem

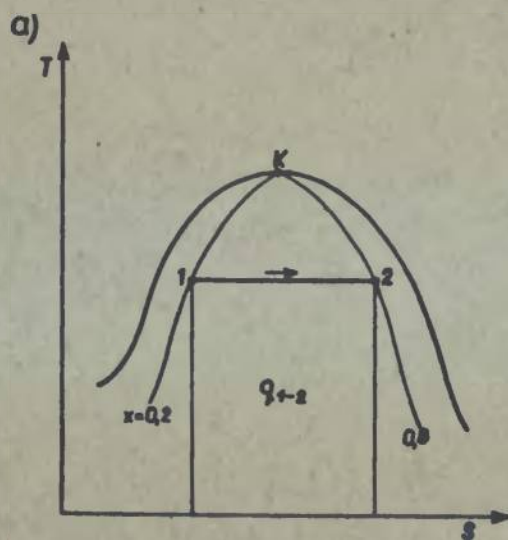
$$l_{1-2} = p_1(v_2 - v_1) \text{ Po uwzględnieniu zależności [8] otrzymano} \quad (12)$$

$$l_{1-2} = p(x_2 - x_1)(v'' - v')$$

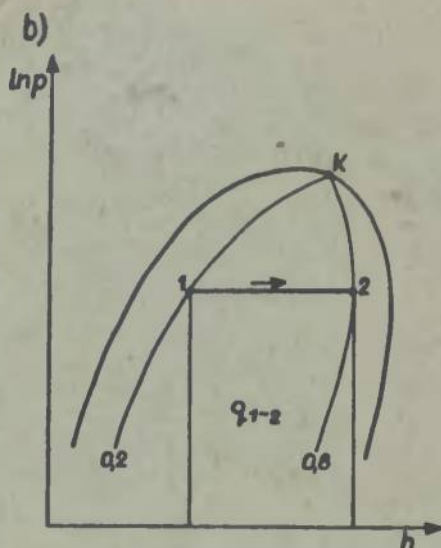
Praca techniczna tej przemiany $l_t = 0$



Rys. 4 Przemiany izobaryczna i izotermiczna na wykresach $h - s$
a) $T-s$, b) $lgp-h$



Rys. 4 a



Rys. 4 b

Ilość ciepła q_{1-2} pochłonięta w czasie przemiany izobarycznej wyraża równanie

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 = (x_2 - x_1) \cdot (h' - h) = (x_2 - x_1) r \quad (13)$$

2. Izoterma

W obszarze pary mokrej pokrywa się z odpowiednią izobarą, co jest wynikiem przedstawionego izobarycznego przebiegu procesu parowania. Zależności 12 i 13 obowiązującą również dla izotermy.

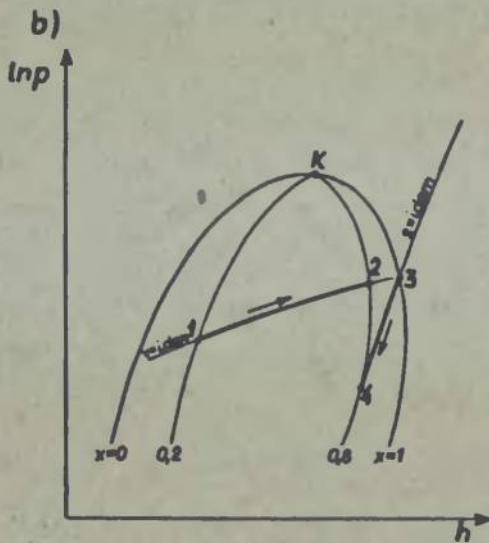
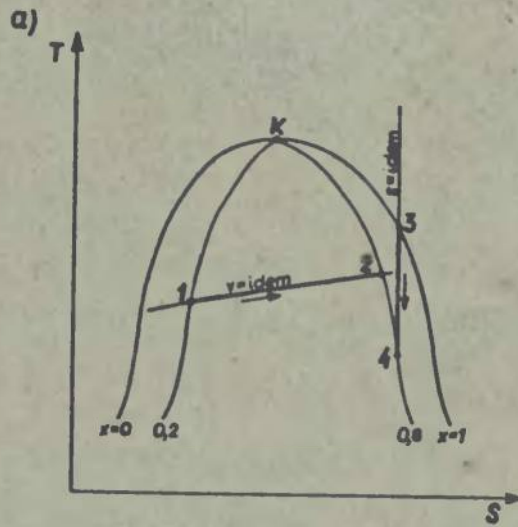
3. Isohora

Na wykresach $T-s$, $\ln p-h$ przebiega ukośnie w kierunku rosnących wartości na obu osiach (rys. 5). Praca bezwzględna przemiany l_{1-2} . Natomiast praca techniczna wynosi

$$l_t = v_1 (p_2 - p_1) \quad (14)$$

Ilość ciepła pobrana podczas przemiany

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 - v_1 (p_2 - p_1) = u_2 - u_1 \quad (15)$$

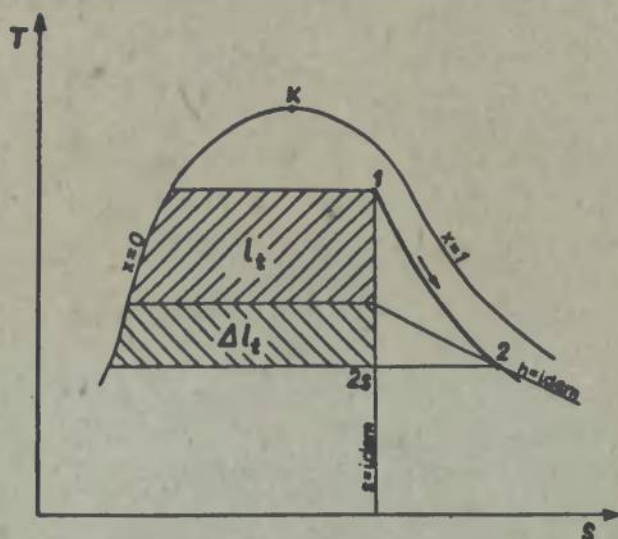


Rys. 5 Przemiany izochoryczna i adiabatyczna na wykresach
a) $T-s$, b) $\ln p-h$

4. Adiabata odwracalna - zwana również izentropą ($s = \text{idem}$) posiada przebieg pionowy na wykresie $T-s$ (rys. 5a). Rozprężanie adiabatyczne w obszarze pary mokrej wywołuje oziębianie czynnika. Praca techniczna ekspansji adiabatycznej wynosi (kompresji adiabatycznej również)

$$l_t = h_1 - h_2 \quad (16)$$

Równanie to zachowuje również wartość 1 dla przemian nieodwracalnych. Jednak wartość entalpii określają wtedy rzeczywiste końcowe punkty przemiany. Różnice w pracy technicznej dla przebiegów odwracalnych ($ds = 0$) i nieodwracalnych ($ds > 0$) najłatwiej przedstawić na wykresie $T-s$ (rys. 6).



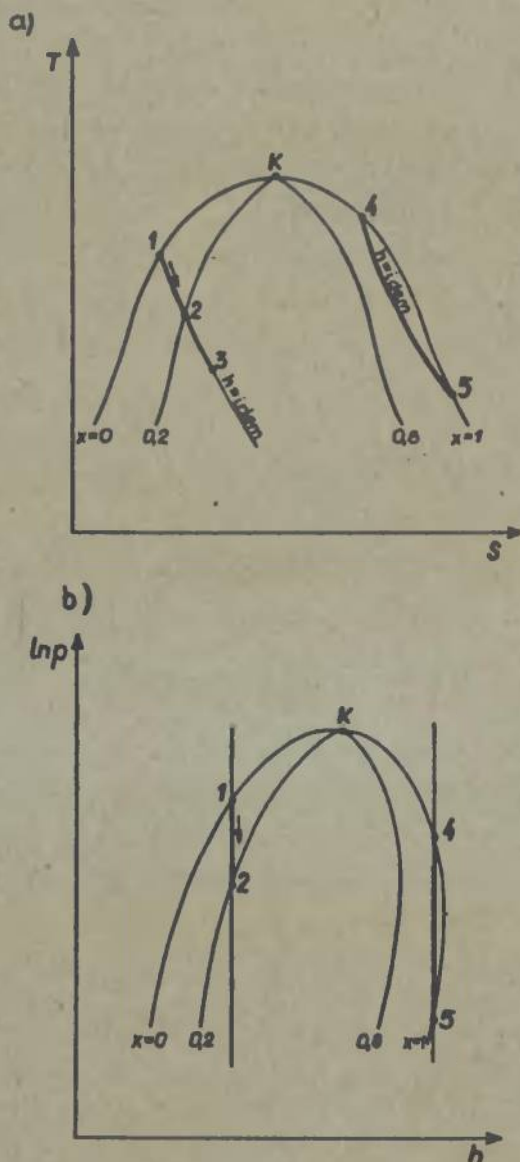
Rys. 6 Przemiana adiabaticzna - nieodwracalna w obszarze pary mokrej na wykresie $T-s$

Pole Δl_t przedstawia stratę pracy wywołaną nieodwracalnością przemiany.

5. Dławienie izentalpowe

Jest przemianą nieodwracalną - powoduje zmianę stopnia suchości oraz spadek temperatury. Proces dławienia rozpoczęty na linii $x = 0$ powoduje częściowe odparowanie czynnika z równoczesnym obniżeniem temperatury.

W zależności od usytuowania punktu początkowego możliwe są przemiany, w których następuje wzrost albo zmniejszenie stopnia suchości. Związane to jest też z przebiegiem krzywej granicznej $x = 1$ zależnie od rodzaju czynnika.



Rys. 7 Przemiana dławienia izentalpowego w obszarze pary mokrej w układach a) $T - s$, b) $\lg p - h$

1.4. Obliczenia i zadania

Przykład 1.

Butle o pojemności 100 l napełniono ilością 10 kg freonu R-502 w temperaturze $+25^{\circ}\text{C}$, po czym zamknięto zawór odcinający na butli i pozostawiono ją w pomieszczeniu o tej samej temperaturze na długi czas. Określić:

- Parametry stanu termodynamicznego czynnika R-502 znajdującego się w butli z interpretacją na wykresie lgp - h.
- Wysokość słupa cieczy l w podłączonym do butli poziomowskazie bezpośrednim, jeżeli całkowita jego długość wynosi $L = 1000 \text{ mm}$ (wysokość butli jest równa długości poziomowskazu).
- Parametry stanu termodynamicznego freonu R-502 w butli oraz ilość ciepła doprowadzonego dla warunku zaniku poziomu cieczy w poziomowskazie ($l = 0$).

R o z w i ą z a n i e

Na rysunku nr 8 przedstawiono schemat układu i interpretację przemian termodynamicznych na wykresie lgp - h.

Punkt A. Objętość właściwa R-502 znajdującego się w butli

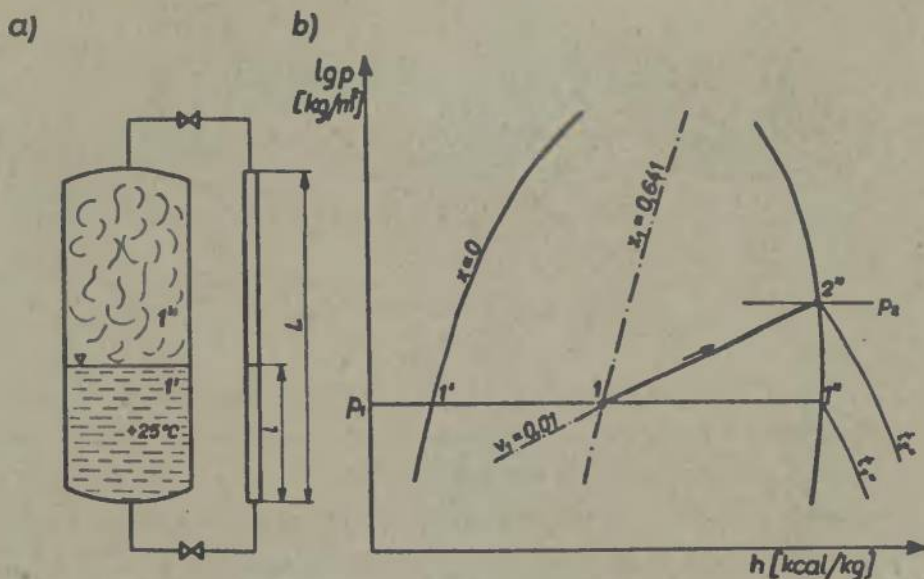
$$V = 100 \text{ l} = 100 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3; m = 10 \text{ kg}$$

$$v_1 = \frac{V}{m} = \frac{100 \cdot 10^{-3}}{10} = 0,01 \text{ m}^3/\text{kg}$$

W butli znajduje się para mokra R-502, której stan przedstawiono na wykresie lgp - h ($t_1 = 25^{\circ}\text{C}$, $v_1 = 0,01 \text{ m}^3/\text{kg}$ punkt 1). Ciecz nasycona o stanie 1' ($x = 0$) oraz wytworzona z cieczy para nasycona sucha o stanie 1'' ($x = 1$) znajdują się w równowadze termodynamicznej. Z danych tabelarycznych dla R-502 odczytano [26] dla $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$: $p_1 = 11,8815 \text{ kg/cm}^2$; $r = 30,494 \text{ kcal/kg}$ $v_1' = 0,8216 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$; $h_1' = 106,796 \text{ kcal/kg}$; $s_1' = 1,02341 \text{ kcal/kgK}$; $v_1'' = 0,0151353 \text{ m}^3/\text{kg}$; $h_1'' = 137,290 \text{ kcal/kg}$; $s_1'' = 1,12569 \text{ kcal/kgK}$

Stopień suchości pary x_1

$$v_1 = v_1' + x_1(v_1'' - v_1')$$



Rys. 8 Przemiana izohoryczna w butli freonu 502
 a) schemat butli z poziomowskazem,
 b) przemiana izohoryczna na wykresie $\lg p-h$

$$x_1 = \frac{v_1 - v_1'}{v_1'' - v_1'} = \frac{0,01 - 0,0008216}{0,0151353 - 0,0008216} = 0,641$$

Entalpia właściwa w stanie 1

$$h_1 = h_1' + x_1(h_1'' - h_1') = h_1' + x \cdot r$$

$$h_1 = 106,796 + 0,641 \cdot 30,494 = 126,35 \text{ kcal/kg}$$

Entalpia całkowita

$$H_1 = m \cdot h_1 = 10 \cdot 126,35 = 1263,5 \text{ kcal}$$

Entropia właściwa w stanie 1

$$s_1 = s_1' + x(s_1'' - s_1')$$

$$s_1 = 1,02341 + 0,641(1,12569 - 1,02341) = 1,08897 \text{ kcal/kgK}$$

Punkt B. Określenie wysokości słupa cieczy l_s w poziomowskazie

Ponieważ ciecz nasycona zajmować będzie objętość

$$V_1' = m \cdot v_1'$$

a wysokość słupa cieczy l_s wyniesie

$$l_s = \frac{v_1'}{v} \cdot l$$

więc
$$l_s = \frac{m' \cdot v_1'}{V} \cdot L$$

Jednocześnie uwzględnimy, że $m'' + m' = m$ oraz $x = \frac{m''}{m'' + m'}$,

stąd
$$m' = m - m'' = m - x \cdot m = 10 - 0,641 \cdot 10 = 3,59 \text{ kg}$$

Tak więc otrzymano wysokość

$$l_s = \frac{3,59 \cdot 0,8216 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} \cdot 1000 \text{ mm} = 29,49 \text{ mm}.$$

Punkt C. Para nasycona mokra o stanie 1 znajduje się w butli o stałej objętości $V = \text{idem}$ ($v = \text{idem}$). Warunkiem zaniku cieczy w poziomowskiej jest uzyskanie w całej objętości zbiornika pary nasyconej suchej o stopniu suchości $x = 1$. Pozostająca w butli ciecz odparowuje w czasie izohorycznej przemiany 1→2 podczas dostarczania ciepła z zewnątrz. Z wykresu $l_{gp} - h$ (lub danych tabelarycznych) na przecięciu krzywych $v_1 = \text{idem}$ i $x = 1$ odczytano:

$$\begin{aligned} t_2 &\approx 40,5^\circ\text{C} \\ p_2 &\approx 17,7 \text{ kg/cm}^2 \\ h_2'' &\approx 138,4 \text{ kcal/kg}, \end{aligned}$$

tak więc:

- butla musi zostać podgrzana o $\Delta t = 15,5$ powyżej temperatury $t_1 = 25^\circ\text{C}$ co powoduje wzrost ciśnienia w niej o $\Delta p \approx 5,8 \text{ kg/cm}^2$,
- w miarę wzrostu temperatury objętość właściwa pary suchej nasyconej wchodzącej w skład pary mokrej zmniejsza się od $v_1'' = 0,0151353 \text{ m}^3/\text{kg}$ do $v_2'' = 0,01 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Ilość ciepła doprowadzana w przemianie 1→2

Q_{1-2} - jest ilością ciepła doprowadzonego w przemianie izohorycznej, co pokazano na wykresie T-s. Zgodnie z I zasadą termodynamiki.

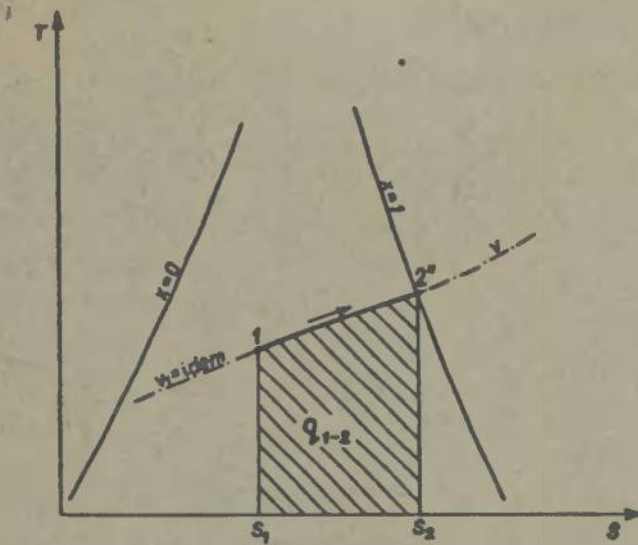
$$dq = dh - v \cdot dp.$$

Dla skończonej przemiany 1 - 2 przy $v_1 = \text{idem}$ (w obiegu jednostkowym)

$$q_{1-2} = (h_2'' - h_1) - v_1(p_2 - p_1) \Delta$$

$$Q_{1-2} = m \cdot q_{1-2} = 10 \left[(138,4 - 126,35) - 0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

$$(17,7 - 11,9) \frac{98,066 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 10^3} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 106,92 \text{ kcal}$$



Rys. 9 Przemiana izochoryczna na wykresie T-s

Zadanie 1.

Obliczyć dla butli o pojemności $V = 100$ l napełnionej ilością 20 kg freonu R-22 w temperaturze $+20^{\circ}\text{C}$, po czym zamknięto zawór odcinający na butli i pozostawiono ją w pomieszczeniu o tej samej temperaturze na dłuższy czas.

Określić: B, C jak w rozpatrywanym przykładzie

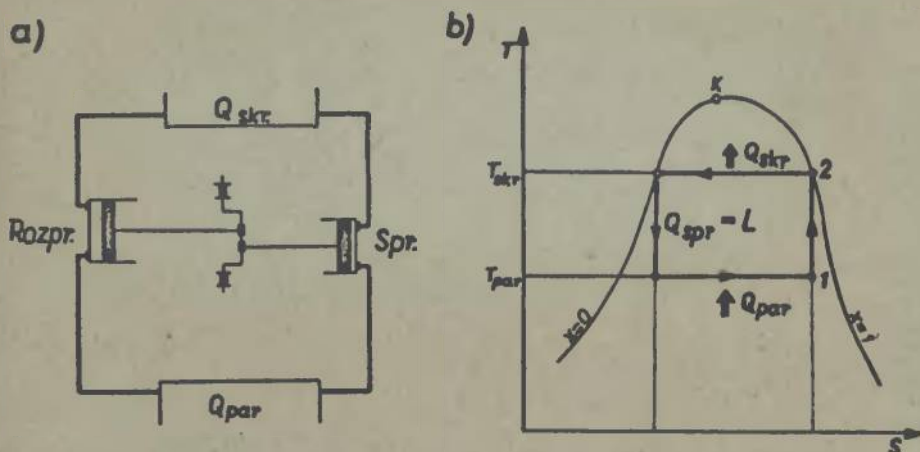
Odpowiedź: $l_g = 139,1$ mm, $Q_{1-2} = 727,8$ kcal

2. OBIEGI CHŁODNICZE SPRĘŻARKOWE

Największą grupę urządzeń chłodniczych stanowią urządzenia sprężarkowe. Jakkolwiek coraz więcej innych typów urządzeń spotyka się w rozmaitych specjalnych zastosowaniach, nie spowodowało to większych zmian w rozpowszechnianiu obiegów sprężarkowych. Wynika to głównie z wysokiej sprawności termicznej urządzeń sprężarkowych. W zależności od żądanej temperatury parowania oraz rodzaju czynnika są stosowane układy jednostopniowe i wielostopniowe.

2.1. Lewobieżny obieg Carnota

Obieg ten teoretycznie zrealizować można w obszarze pary mokrej (co ukazano na rys. 10) i składa się on z dwu izoterm, T_{par} - parowania i T_{skr} - skraplania oraz dwu adiabat odwracalnych (izentrop), sprężania i rozprężania.



Rys. 10 Lewobieżny obieg Carnota

a) schemat urządzenia, b) obieg w układzie T-s

Do oceny dobroci działania urządzeń chłodniczych służy sprawność termiczna lub nazywany inaczej współczynnik wydajności chłodniczej. De-

finiuje się ją jako stosunek ilości ciepła Q_{par} pobranego z źródła o niskiej temperaturze do pracy obiegu (napędowej) $Q_{\text{spr}} = A \cdot L_{\text{ob}}$. Uwzględniając równania (3) i (4) otrzymano

$$Q_{\text{par}} \cdot (T_{\text{skr}} - T_{\text{par}}) = Q_{\text{spr}} \cdot T_{\text{par}} \quad (17)$$

Stąd uzyskano zależność na współczynnik sprawności termicznej lewobieżnego obiegu Carnota zgodnie z zależnością 17

$$\xi_c = \frac{Q_{\text{par}}}{Q_{\text{spr}}} = \frac{T_{\text{par}}}{T_{\text{skr}} - T_{\text{par}}} \quad (18)$$

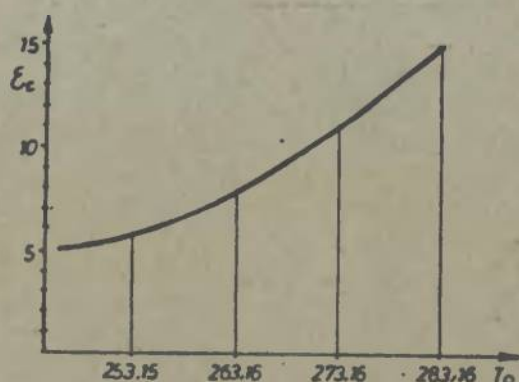
Praca minimalna jest odwrotnie proporcjonalna do sprawności termicznej chłodzenia obiegu odwracalnego

$$L = \frac{Q_{\text{par}}}{\xi_c} \left(\frac{T_{\text{skr}}}{T_{\text{par}}} - 1 \right) \quad (19)$$

W danej temperaturze otoczenia T dla otrzymania jednostki "zimna" traci się tym więcej pracy, im niższa jest temperatura źródła T_0 .

Zmiany sprawności termicznej lewobieżnego obiegu Carnota przedstawiono na rys. 11. Wyznaczono ją dla stałej temperatury otoczenia $T = 303,16 \text{ K}$ i zmiennej temperatury parowania. Z obniżaniem temperatury wrzenia sprawność szybko maleje.

Na sprawność obiegu Carnota nie posiada wpływu rodzaj użytego czynnika.



Rys. 11. Sprawność termiczna lewobieżnego obiegu Carnota

2.2. Obieg mokry

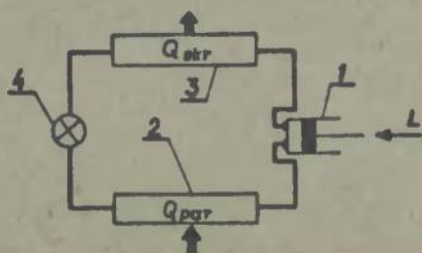
Praca rozprężarki w urządzeniach chłodniczych jest niewielka, a koszty budowy wysokie. Sprawia też kłopoty ruchowe. Dlatego w normalnych rozwiązaniach czynnik nie jest rozprężony adiabatycznie a zostaje zdławiony.

Zastąpienie rozprężarki zaworem dławiącym powoduje straty. Straty te są dwójakiego rodzaju. Po pierwsze czynnik rozprężając się nie wykonuje pracy i wobec tego musi być doprowadzona większa jej ilość do urządzenia. Po drugie czynnik nie wykonawszy pracy, posiada większy zasób energii i wobec tego nie pobiera w parowaczu tej części ciepła. Proces dławienia jest procesem nieodwracalnym, zatem rozpatrywany obieg jest obiegiem nieodwracalnym. Obieg ten charakteryzuje się tym, iż sprężanie przebiega w obszarze par mokrych. W granicznym przypadku w końcu sprężania para staje się sucha nasyciona.

Straty spowodowane dławieniem czynnika przedstawiają wartości

$$\Delta q_0 = \text{pole } 4 - 4' - a - c, \quad (\text{rys. 13})$$

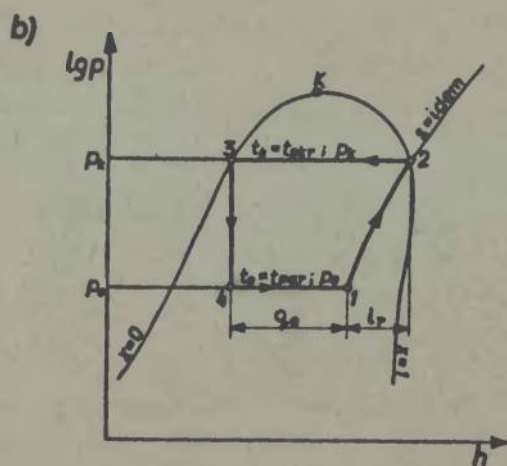
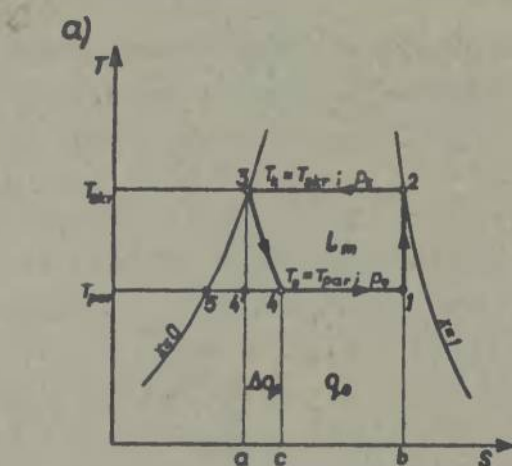
Schemat urządzenia chłodniczego pracującego według obiegu mokrego przedstawiono na rysunku 12.



Rys. 12 Schemat urządzenia chłodniczego pracującego w obiegu mokrym
1-sprężarka, 2-parowacz, 3-skrapiacz, 4-zawór dławiący

Obieg wilgotny - mokry w układzie T-s i lgp - h przedstawiono na rysunku 13 w odniesieniu do jednostki masy czynnika.

Sprężarka zasysa parę wilgotną o temperaturze t_0 i ciśnieniu P_0 (stan 1) i spręża adiabatycznie do temperatury t i ciśnienia p (stan 2) kosztem pracy 1 (pole 1-2-3-5) dostarczanej przez silnik.



Rys. 13 Obieg mokry a) w układzie T-s, b) w układzie $\lg p$ -h

Sprężony czynnik o ciśnieniu p_k i temperaturze t_k (stan 2) przepływa do skraplacza chłodzonego wodą lub powietrzem, gdzie oddaje ciepło Q_k (pole b-2-3-a). W wyniku odprowadzenia ciepła następuje skraplanie czynnika przy $p = \text{const}$ i $t = \text{const}$. Skroplony czynnik o stanie 3 dopływa do zaworu dławiącego, w którym następuje dławienie od ciśnienia p_k do p_0 .

Za spadkiem ciśnienia następuje spadek temperatury do T_0 . W czasie nieodwracalnego zjawiska dławienia ($h = \text{const}$) część cieczy przechodzi w stan pary. Czynnik zdławiony (stan 4) wpływa do parowca gdzie paruje przy stałym ciśnieniu p_0 i temperaturze t_0 , pobierając ciepło q_0 (pole 1-4-c-b) ze środowiska chłodzonego.

Bilans cieplny urządzenia (w odniesieniu do jednostki masy czynnika) będzie

$$l_m = q_k - q_{om} \quad (20)$$

a sprawność termiczna urządzenia

$$\xi_m = \frac{q_{om}}{l_m} \quad (21)$$

W obiegu tym w porównaniu do obiegu Carnota wzrósł nakład pracy o wielkość l_r (pole 3-4'-5). Natomiast wydajność chłodzenia uległa zmniejszeniu o Δq_0 , ponieważ

$$\Delta q_0 = h_4 - h_4'$$

$$l_r = h_3 - h_4' \text{ i } h_3 = h_4,$$

więc

$$\Delta q_0 = l_r,$$

stąd oba pola 3-4'-5 i 3-4-4-c są sobie równe

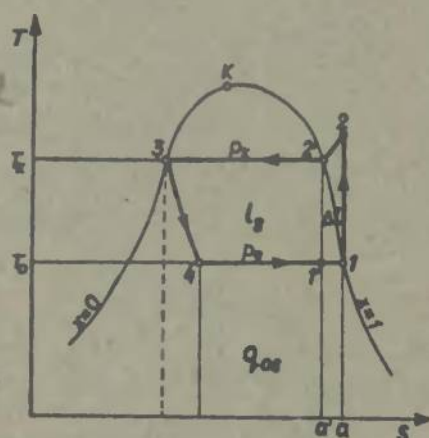
Tak więc sprawność termiczna obiegu mokrego

$$\xi_m = \frac{q_0 - \Delta q_0}{l + l_r} \quad (22)$$

jest znacznie niższa w porównaniu z obiegiem Carnota. Obieg 1-2-3-4 (rys. 13 a) jest nazywany często obiegiem Lindego. Zasysanie przez sprężarkę mokrych par czynnika nosi w sobie niebezpieczeństwo uderzeń hydraulicznych oraz obniża stopień dostarczania.

2.3. Obieg suchy nasycony

Modyfikacją obiegu mokrego (Lindego) przez doprowadzenie procesu wrzenia do stanu nasycenia i zasysanie wtedy przez sprężarkę pary suchej nasyconej jest tak zwany obieg suchy. Taki obieg nazywany również obiegiem suchym Lindego (rys. 14).



Rys. 14 Obieg suchy nasycony w układzie T-s

Znacznie szybszy przyrost pracy adiabaticznej obiegu (Δl - pola 1-2-2'-1') w porównaniu z przyrostem wydajności chłodniczej (Δq_0 - pola 1-a-a'-1') powoduje dalszy spadek sprawności obiegu. Sprawność chłodnicza w obiegu suchym nasyconym bez chłodzenia wynosi

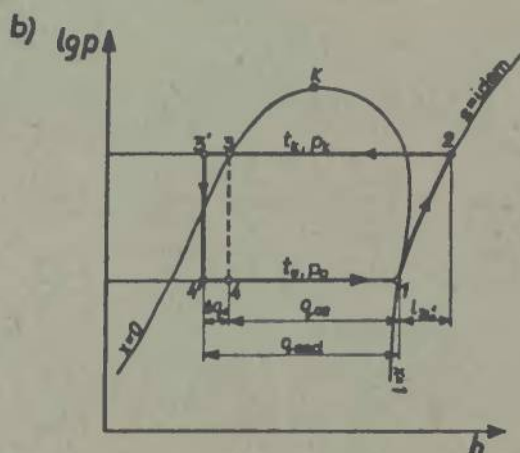
$$\varepsilon_a = \frac{q_{0s}}{l_s}, \quad (23)$$

gdzie: q_{0s} - jednostkowa wydajność chłodnicza masowa obiegu suchego nasyconego, l_s - jednostkowa praca sprężania w obiegu suchym nasyconym.

Miedzy wielkościami Δl i Δq_0 a wielkościami q_{0m} i l_m obiegu mokrego mogą zachodzić następujące zależności

$$a) \frac{\Delta q_0}{\Delta l} > \frac{q_{0m}}{l_m} \quad (24)$$

$$b) \frac{\Delta q_0}{\Delta l} < \frac{q_{0m}}{l_m} \quad (25)$$



Rys. 15 Obieg suchy nasycony z dochłodzeniem
b) w układzie $\lg p-h$

W wyniku zwiększenia wydajności chłodzenia następuje zwiększenie współczynnika sprawności termicznej.

Sprawność termiczna w obiegu suchym nasyconym z dochłodzeniem

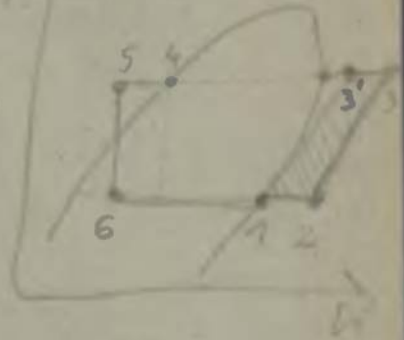
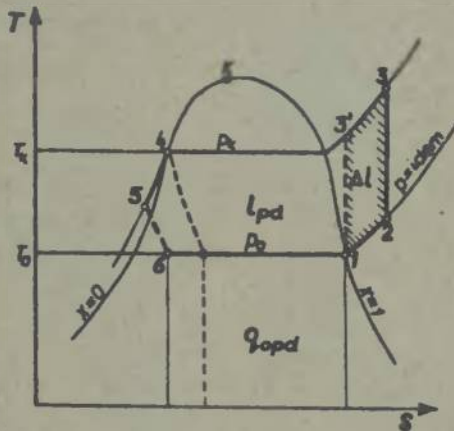
$$\epsilon_{sd} = \frac{q_{osd}}{l_{sd}} = \frac{q_{os} + \Delta q_o}{l_{sd}}, \quad (26)$$

stąd płynie oczywisty wniosek, iż

$$\epsilon_{sd} > \epsilon_s.$$

2.5. Obieg przegrzany z dochłodzeniem

W obiegach rzeczywistych występują pewne odchylenia od przedstawionych wcześniej obiegów. Należy do nich przede wszystkim przegrzanie pary zasysanej. Wynika ono z dwu przyczyn, niepożądaną wymianę ciepła między płynącym czynnikiem a otoczeniem (w drodze z parowacza do sprężarki) i pracy zaworów regulujących napełnianie parowacza sterowanych różnicą temperatur (np.: termostatische zawory rozprężne). W obiegu tym następuje przyrost pracy obiegu Δl (pole 1-2-3-3') bez przyrostu wydajności chłodniczej.



Rys. 16 Obieg przegrzany z dochłodzeniem w układzie T-s

Sprawność chłodnicza obiegu przegrzanego

$$\epsilon_{pd} = \frac{q_{opd}}{l_{pd}} \quad (27)$$

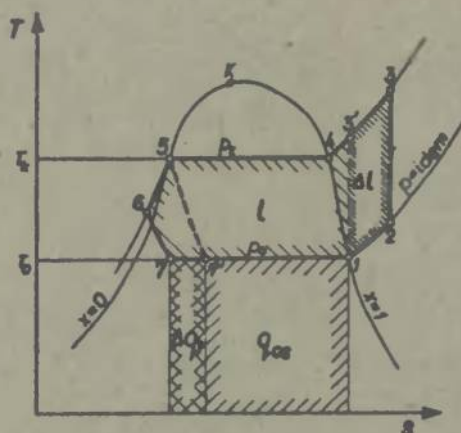
Jest ona niższe teoretycznie od sprawności obiegu suchego nasyconego gdy $q_{opd} = q_{osd}$ a $l_{pd} = l_{sd} + \Delta l$ stąd $l_{pd} > l_{sd}$.

Jednakże w praktyce okazało się, iż pewne przegrzanie zapobiega uderzeniom hydraulicznym a nawet poprawia współczynnik dostarczania sprężarek. Szczególnie potwierdziła to praktyka sprężarek pracujących z czynnikami chlorowcopochodnymi. Nasunęło to jednocześnie myśl wykorzystania przegrzania pary czynnika płynącej z parowacza i dochłodzenia cieczy zasilającej zawór rozprężny. Tak powstał obieg z regeneracją ciepła.

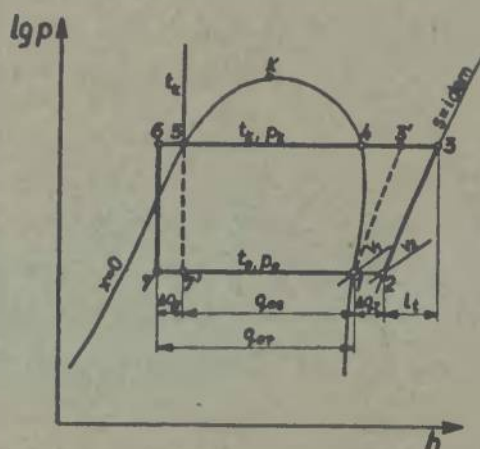
2.6. Obieg z regeneracją ciepła

Ponieważ w obiegu tym wykorzystuje się przegrzanie par do chłodzenia ciekłego czynnika zasilającego parowacz, stąd obieg z regeneracją ciepła daje możliwość zwiększenia wydajności chłodniczej. Jednocześnie następuje przyrost adiabatycznej pracy sprężania. Obieg teoretyczny z regeneracją ciepła jest obiegiem sprawniejszym dla większości czynników z grupy chlorowcopochodnych (freonów) od obiegu suchego Lindego [19]. Obieg ten (rys. 17) realizuje się według następujących parametrów: sprężania adiabatycznego pary w sprężarce (przemiana 2-3) do ciś-

nienia pż, odpowiadającego temperaturze skraplania t_k czynnika obiegowego w skraplaczu.



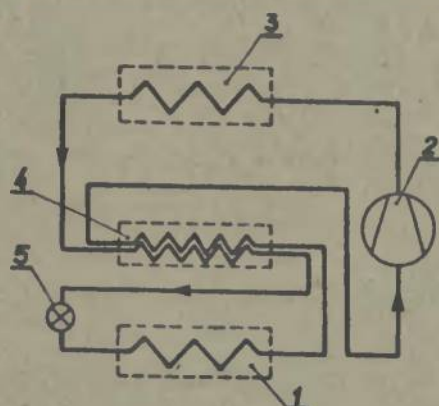
Rys. 17 Obieg z regeneracją ciepła w układzie T-s



Rys. 18 Obieg z regeneracją ciepła w układzie lgp-h

Para przegrzana ochładza się do stanu nasycenia (przemiana 3-4), następnie skrapla się (przemiana 4-5). Ciecz dochładza się z kolei poniżej temperatury skraplania (przemiana 5-6) w wymienniku regeneracyjnym. Przechłodzona ciecz dławí się (przemiana 6-7), co powoduje częściowe jej odparowanie. W tym stanie dopływa do parowacza, gdzie pobierając ciepło wrze w temperaturze t_0 określonej ciśnieniem pary nasyconej p_0 .

(przemiana 7-1). Para sucha nasycona zasysana przez sprężarkę przegrzewa się w wymienniku regeneracyjnym (przemiana 1-2) dochładzając ciekły czynnik. W obiegu tym w wymienniku regeneracyjnym nie ma żadnych strat, przyrost entalpii pory czynnika jest równy spadkowi entalpii cieczy.



Rys. 19 Schemat urządzenia jednostopniowego z regeneracją ciepła 1-parowacz, 2-sprężarka, 3-skrapłacz, 4-wymiennik regeneracyjny, 5-zawór dławiący

2.6.1. Porównanie sprawności obiegów: suchego nasyconego z obiegami z regeneracją ciepła

Celem przedstawionych rozważań jest analiza wpływu regeneracji ciepła na sprawność i wydajność chłodniczą obiegu. Rozpatrywany obieg jest obiegiem teoretycznym. Uwzględniono w nim tylko przyrost właściwej wydajności chłodniczej ujawniający się skutkiem dochłodzenia oraz wpływ przegrzania par na pracę adiabatyczną sprężania.

Jako porównawczy przyjęto obieg suchy nasycony.

Współczynniki sprawności termicznej obiegów

a) z regeneracją ciepła

$$\epsilon_r = \frac{q_{or}}{l_r} \quad (28)$$

b) suchego nasyconego

$$\epsilon_s = \frac{q_{os}}{l_s} \quad (29)$$

Wpływ zastosowania regeneracji ciepła w obiegu określono z zależności na η_r w odniesieniu do obiegu suchego nasyconego stąd

$$\eta_r = \frac{\epsilon_r}{\epsilon_a} \quad (30)$$

Praca adiabatyczna sprężania obiegów wynosi odpowiednio

$$l_r = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_o \cdot v_r \left[\left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (31)$$

$$l_s = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_o \cdot v_s \left[\left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (32)$$

Ponieważ można w obiegach teoretycznych uznać za wystarczająco dokładną zależność

$$v_r = v_o \left(1 + \frac{T_2 - T_o}{T_o} \right), \quad (33)$$

stąd po podstawieniu do zależności 30 otrzymano

$$\eta_r = \frac{q_{or}}{q_{os}} \left(\frac{1}{1 + \frac{T_2 - T_o}{T_o}} \right) \quad (34)$$

Przy określaniu właściwej wydajności chłodniczej obiegu z regeneracją zakładamy, że cały przyrost wydajności następuje tylko wskutek dodatkowej wymiany ciepła w wymienniku regeneracyjnym. Wychodząc z tego założenia można napisać

$$q_{or} = q_{os} + \Delta q_r, \quad (35)$$

stąd po podstawieniu do zależności 34 otrzymano

$$\eta_r = \frac{1 + \frac{\Delta q_r}{q_s}}{1 + \frac{T_2 - T_o}{T_o}} \quad (36)$$

Efekt przyrostu właściwej wydajności chłodniczej obiegu z regeneracją ciepła zależy od sprawności wymiennika ciepła. Ogólnie możemy przyjąć, że decydujący wpływ na sprawność wymiennika mają następujące elementy: typ wymiennika, różnica temperatur, powierzchnia wymiany. Jako sprawność wymiennika η_{WR} definiujemy zależność

$$\eta_{WR} = \frac{Q_R}{Q_{\max}}, \quad (37)$$

gdzie:

Q_R - ilość ciepła wymienionego w wymienniku,

$Q_{\max}$ - teoretycznie maksymalna możliwa ilość ciepła wymienionego.

Przez maksymalną ilość ciepła wymienionego $Q_{\max}$ rozumiemy tę ilość ciepła, która musiałaby być wymieniona, aby czynnik o mniejszej wartości równoważnika wodnego osiągnął temperaturę odlotową czynnika o większej wartości równoważnika wodnego. W takim przypadku zostałaby wykorzystana cała różnica temperatur. Ilość wymienionego ciepła w wymienniku regeneracyjnym

$$Q_R = W_p \cdot (T_2 - T_0) = W_c \cdot (T_k - T_0), \quad (38)$$

gdzie:

W_p, W_c - równoważniki wodne pary i cieczy czynników chłodniczych, ponieważ dla czynników chłodniczych zachodzi,

$$W_p < W_c \quad [38], \quad (39)$$

więc

$$Q_{\max} = W_p (T_k - T_0), \quad (40)$$

po podstawieniu do zależności (37) otrzymano

$$\eta_{WR} = \frac{T_2 - T_0}{T_k - T_0}. \quad (41)$$

Ilość wymienionego ciepła w wymienniku na jednostkę masy

$$\Delta q_R = \eta_{WR} \cdot c_p (T_k - T_0). \quad (42)$$

Stąd otrzymano końcową zależność na sprawność obiegu po zastosowaniu regeneracji ciepła

$$\eta_r = \frac{1 + \frac{\eta_{WR} \cdot C_p \cdot (T_k - T_o)}{q_{os}}}{1 + \frac{T_k - T_o}{T_o}} \quad (43)$$

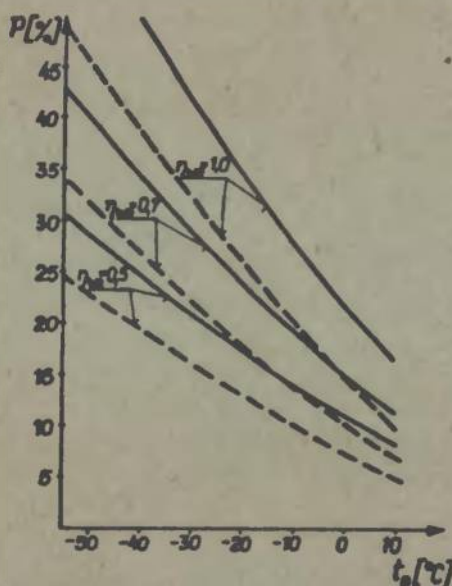
Jednocześnie w wyniku regeneracji ciepła nastąpił przyrost właściwej wydajności chłodniczej i określono go z zależności

$$P = \frac{\eta_{WR} \cdot C_p \cdot (T_k - T_o)}{q_{os}} \cdot 100 \% \quad (44)$$

Dla najczęściej spotykanych czynników chłodniczych przedstawiono wykresy przebiegu zmienności:

$$\eta_r = f(\kappa_k, T_o, \eta_w) \text{ i } P = f(T_k, T_o, \eta_w)$$

Przyrost wydajności obiegu z regeneracją w funkcji temperatury parowania przedstawiono na rysunkach 20, 22, 24, 26, 28, natomiast sprawność tych obiegów na rysunkach 21, 23, 25, 27, 29.

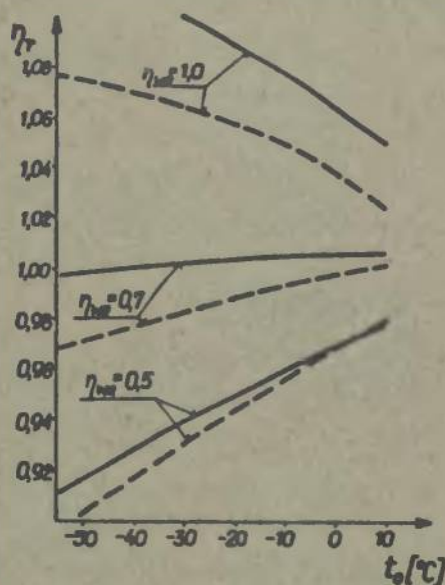


Rys. 20 Przyrost wydajności obiegu z regeneracją dla freonu R-12

— - krzywe dla $t_k = +40^\circ\text{C}$,

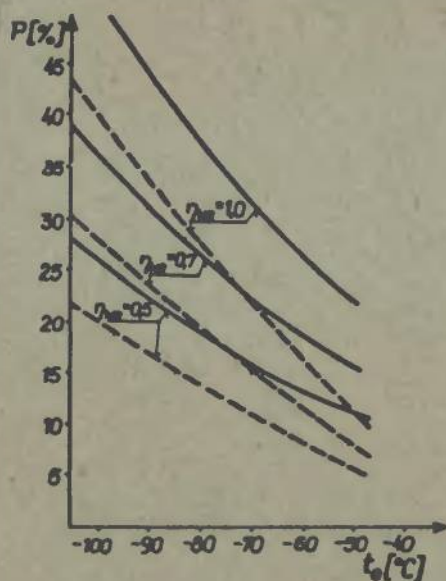
--- - krzywe dla $t_k = +30^\circ\text{C}$,

η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła



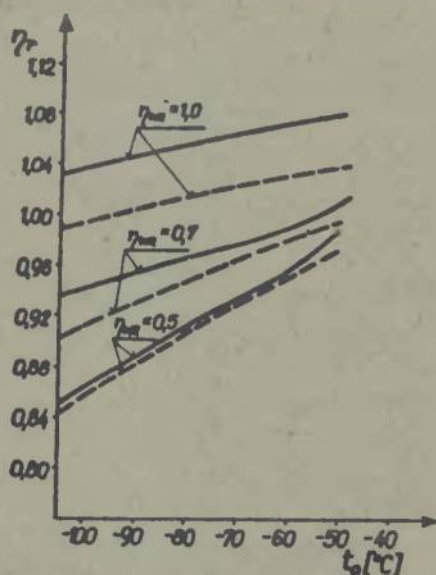
Rys. 21 Sprawność obiegu z regeneracją ciepła dla freonu R-12

- - krzywe dla $t_k = +40^\circ\text{C}$,
 --- - krzywe dla $t_k = +30^\circ\text{C}$
 η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła



Rys. 22 Przyrost wydajności obiegu z regeneracją dla freonu R-13

- - krzywe dla $t_k = -30^\circ\text{C}$,
 --- - krzywe dla $t_k = -20^\circ\text{C}$,
 η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła

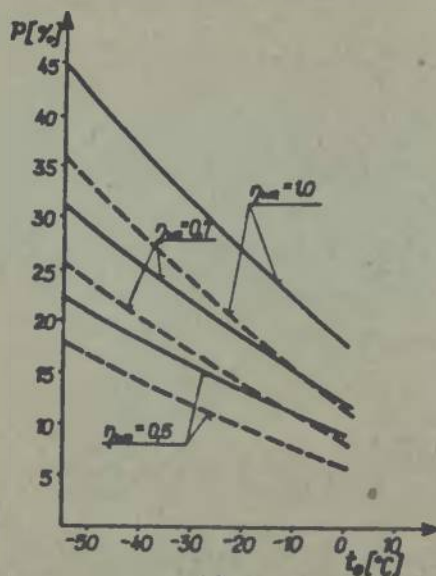


Rys. 23 Sprawność obiegu z regeneracją ciepła dla freonu R-13

— - krzywe dla $t_k = -30^\circ\text{C}$,

--- - krzywe dla $t_k = -20^\circ\text{C}$,

η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła

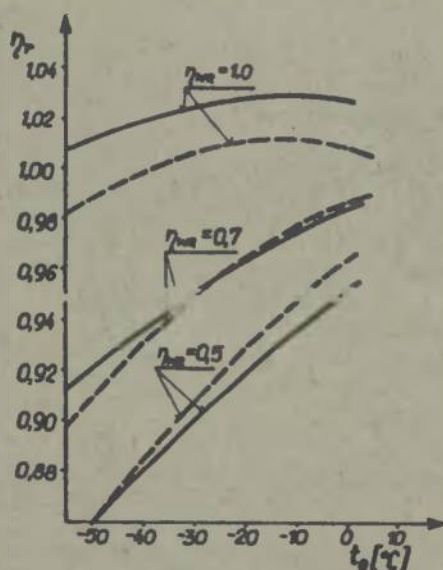


Rys. 24 Przyrost wydajności obiegu z regeneracją dla freonu R-22

— - krzywe dla $t_k = +40^\circ\text{C}$,

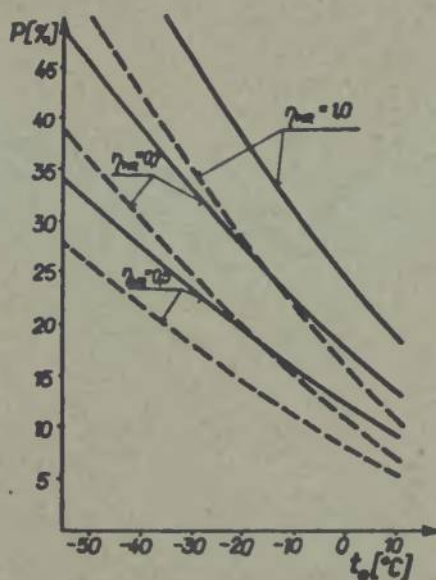
--- - krzywe dla $t_k = +30^\circ\text{C}$,

η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła



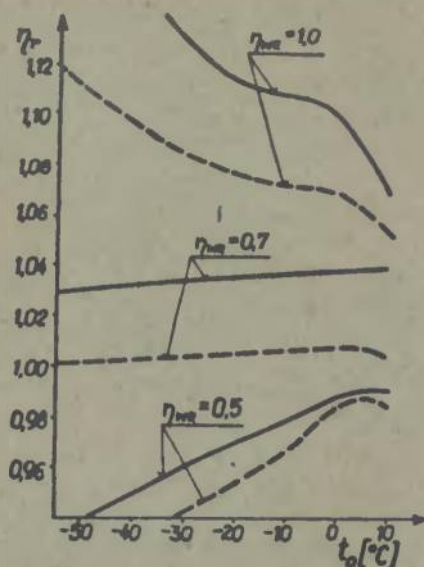
Rys. 25 Sprawność obiegu z regeneracją ciepła dla freonu R-22

— - krzywe dla $t_k = +40^\circ\text{C}$,
 ---- krzywe dla $t_k = +30^\circ\text{C}$,
 η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła



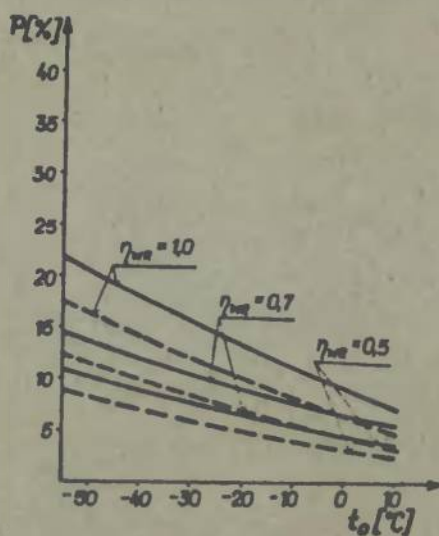
Rys. 26 Przyrost wydajności obiegu z regeneracją dla freonu R-502

— - krzywe dla $t_k = +40^\circ\text{C}$,
 ---- krzywe dla $t_k = +30^\circ\text{C}$,
 η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła



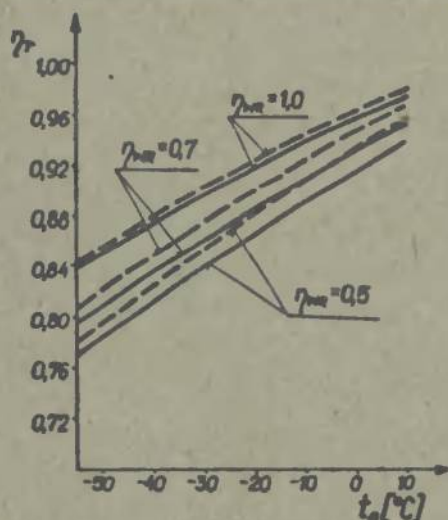
Rys. 27 Sprawność obiegu z regeneracją ciepła dla freonu R-502

— - krzywe dla $t_k = +40^\circ\text{C}$,
 --- - krzywe dla $t_k = +30^\circ\text{C}$,
 - krzywe dla $t_k = +20^\circ\text{C}$,
 η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła



Rys. 28 Przyrost wydajności obiegu z regeneracją dla NH_3 amoniaku

— - krzywe dla $t_k = +40^\circ\text{C}$,
 --- - krzywe dla $t_k = +30^\circ\text{C}$,
 - krzywe dla $t_k = +20^\circ\text{C}$,
 η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła



Rys. 29 Sprawność obiegu z regeneracją ciepła dla NH_3 , amoniaku

— - krzywe dla $t_k = +40^\circ\text{C}$,

--- - krzywe dla $t_k = +30^\circ\text{C}$,

η_{WR} - sprawność wymiennika ciepła

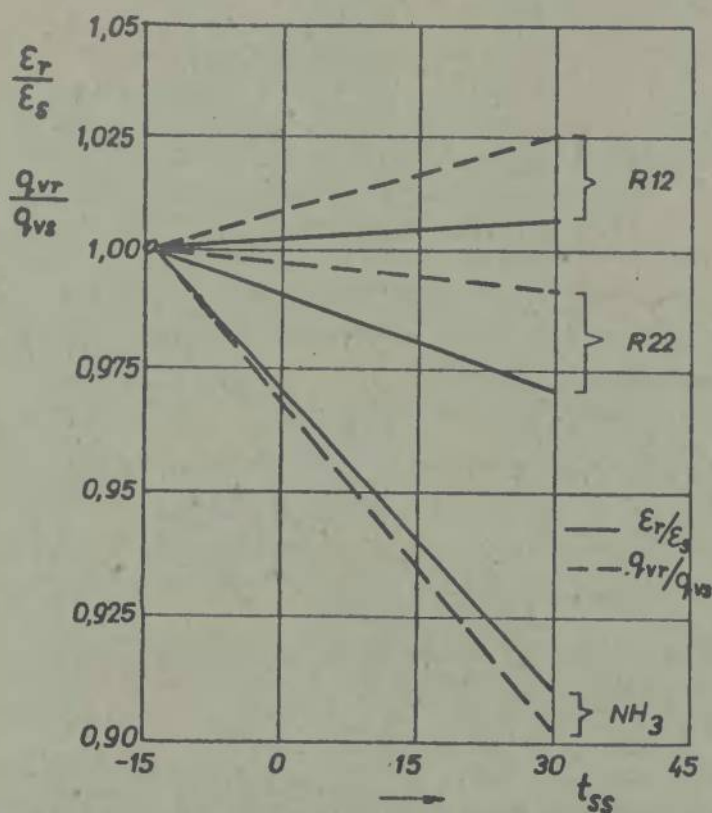
Analiza otrzymanych krzywych wykazuje znaczne zróżnicowanie wyników. Czynniki chlorowcopochodne - freony R-12, R-502 mają stosunkowo duże przyrosty właściwej wydajności chłodniczej, a niewiele mniejsze posiadają R-22 i R-13.

Procentowy przyrost wydajności chłodniczej dla NH_3 jest około dwa razy mniejszy. Wskaźnik efektywności obiegu z regeneracją ciepła dla czynników chlorowcopochodnych takich jak: freon R-12 i R-502, przyjmują wartości powyżej jedności, a dla freonu R-13 i R-22 niewiele się różni od jedności. Jedynie amoniak poważnie obniża sprawność obiegu przy zastosowaniu go w układzie z regeneracją ciepła. Stąd też płyną następujące wnioski

- regeneracja ciepła dla freonów R-12 i R-502 daje szczególnie korzystne efekty wzrostu sprawności ze wzrostem różnicy temperatur $T_o - T_k$, rośnie też wydajność właściwa,
- freony R-13 i R-22 w obiegu z regeneracją zmniejszają nieznacznie sprawność obiegu (szczególnie dla $\eta_{WR} < 1$), lecz szybko rośnie ich właściwa wydajność chłodnicza

- regeneracja ciepła w obiegu NH_3 powoduje silne zmniejszenie sprawności obiegu a przyrosty właściwej wydajności chłodniczej są niewielkie.

Przedstawiony na rysunku 30 przebieg zmian q_{vr}/q_{vs} oraz ϵ_r/ϵ_s rozpowszechniony w literaturze chłodniczej [63], [92] narzuca wyobrażenie, iż regeneracje ciepła jest najczęściej szkodliwa w obiegu chłodniczym. A jak wcześniej wykazano na rysunkach 20 i 29, pogląd ten jest w znacznej mierze fałszywy!



Rys. 30 Wpływ przegrzania par w obiegu z regeneracją na współczynnik wydajności chłodzenia i objętościową wydajność w odniesieniu do obiegu suchego według [63]

2.6.2. Obliczenia jednoatopniowego obiegu chłodniczego

W tym celu niezbędne są dane wyjściowe:

wydajność chłodnicza urządzenia Q_o - [kW], [kcal/h], temperatury: parowania - t_o [°C], skraplania - t_k [°C], dochłodzenia t_d [°C], par na asaniu sprężarki t_{ss} [°C], lub też dane dotyczące sprężarki: obroty - n [obr/min], skok - s [mm], średnica tłoka - d [mm], przestrzeń szkodliwa ξ [%], ilość cylindrów i [-].

Następnie korzystając z tablic własności danego czynnika chłodniczego lub wykresu lgp,h należy odczytać wartości parametrów (entalpii, objętości właściwej ...) i dalej można prowadzić obliczenia obiegu teoretycznego (zgodnie z rys. 18)

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza z dochodzeniem w WR^K

$$q_{or} = h_1 - h_6 \quad (45)$$

a bez dochłodzenia w WR jest

$$q_{os} = h_1 - h_5$$

2. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_v = \frac{q_{or}}{v_2} \quad (46)$$

3. Jednostkowa praca sprężania adiabatycznego-izentropowego

$$l_t = h_3 - h_2 \quad (47)$$

4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej - sprawność chłodzenia, ziębienia itp.

$$\xi = \frac{q_{or}}{l_t} \quad (48)$$

5. Teoretyczny współczynnik wydajności odniesionej do jednostki mocy (stosowany był w dawnych układach jednostek)

$$K_t = \frac{h_1 - h_6}{h_3 - h_2} \cdot 860 \quad (49)$$

^K Gdzie przez WR oznaczono wymiennik regeneracyjny.

6. Potrzebna moc teoretyczna sprężania

$$N_t = \frac{Q_o}{K_t} = \frac{Q_o}{q_{or}} \cdot l_t \quad (50)$$

7. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki

$$V_h = m \cdot v_1 = \frac{Q_o}{q_v} \quad (51)$$

8. Zmiana wydajności chłodniczej urządzenia przy zmianie parametrów jego pracy t_o , t_k i t_d .

$$\dot{Q}_{o2} = \dot{Q}_o \cdot \frac{q_{v2}}{q_v} \quad (52)$$

q_{v2} - właściwa objętościowa wydajność chłodnicza po zmianie parametrów pracy urządzenia.

2.7. Obiegi wielostopniowe i kaskadowe

W wielu dziedzinach techniki procesy technologiczne wymagają stosowania niskich i bardzo niskich temperatur. W związku z tym też niskie będzie ciśnienie parowania P_o . Przy tym jeżeli ciśnienie skraplania P_k jest stałe w wyniku ograniczonych możliwości chłodzenie wodą lub powietrzem zewnętrznym, stąd rośnie stosunek P_k/P_o . Powoduje to w sprężarce spadek sprawności wolumetrycznej λ (skutki przestrzeni szkodliwej oraz zwiększonego oddziaływania ścian cylindra - niska temperatura zasysanych par i wysoka na końcu sprężania, rosną też straty nieszczelności itd.).

Rośnie też jednostkowa praca sprężania a maleje jednostkowa wydajność chłodnicza. W celu poprawy wskaźników urządzenia chłodniczego pracującego przy wysokich wartościach P_k/P_o stosuje się układy wielostopniowego sprężania.

Zakres stosowania układu jednostopniowego jest ograniczony następującymi warunkami:

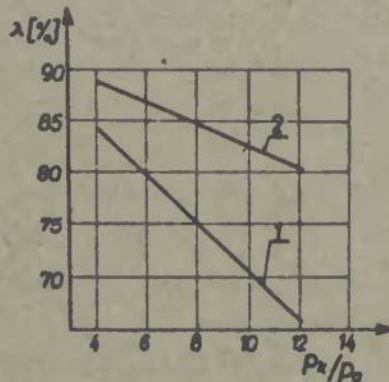
- maksymalną różnicą ciśnień działających na tłok $\Delta p = P_k - P_o$ nie przekraczających w zależności od czynnika $\Delta p = 0,8 + 1,2 \text{ MPa}$
- maksymalnym stosunkiem ciśnień

$$\frac{P_k}{P_o} \leq 5 + 8 ,$$

- maksymalną temperaturą tłoczenia nie przekraczającą $t_c \approx 130^\circ\text{C}$ (rozkład olejów smarnych),
- ciśnieniem ssania p_0 nie wyższym od ciśnienia atmosferycznego (unikamy najczęściej podciśnienia w skrzyni korbowej).

W każdym przypadku użycia układu wielostopniowego konieczna jest analiza celowości jego stosowania, gdyż ceny sprężarki dwu lub o większej ilości stopni są znacznie wyższe od cen sprężarek jednostopniowych. W urządzeniach małych, na przykład laboratoryjnych pracujących dorywczo, gdy zużycie energii nie jest wielkie, stosujemy urządzenia jednostopniowe i do stosunków $P_k/P_0 \approx 12$. Natomiast w urządzeniach dużych przemysłowych stosowane bywają urządzenia dwustopniowe i przy $P_k/P_0 \leq 3,5$.

Jak przedstawiają się współczynniki dostarczenia λ w sprężarce jedno i dwustopniowej (pracujących przy tych samych P_k/P_0) ukazano na rysunku 31 według [63]. Obrazuje to ewidentne korzyści natury objętościowej i energetycznej przy zastąpieniu sprężarki jednostopniowej dwustopniową. Przy sprężaniu wielostopniowym wynikają również analogiczne korzyści. Dalsze możliwości kryje w sobie stosowanie wielostopniowego dławienia oraz parowania. Często względy technologiczne narzucają konieczność stosowania różnych temperatur, przy których ciepło jest odprowadzane. Stąd wynika konieczność stosowania wielostopniowego parowania, gdyż praca przy jednej temperaturze parowania w tym przypadku jest termodynamicznie niekorzystna.



Rys. 31 Współczynnik dostarczenia sprężarki jedno i dwustopniowej według [63]: 1- jednostopniowa, 2-dwustopniowa

2.7.1. Obiegi dwustopniowe

Najprostszymi obiegami wielostopniowymi są obiegi dwustopniowe i stosowane są też najczęściej w praktyce przemysłowej. Układy dwustopniowe różnią się rozwiązaniami dławienia, parowania oraz chłodzenia międzystopniowego. W układach dwustopniowych, w których występuje tylko jedna temperatura odprowadzania ciepła (temperatura wrzenia), współczynnik sprawności termicznej jest funkcją skrajnych temperatur i wynosi (jak w obiegu jednostopniowym)

$$\xi_{c2} = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (53)$$

2.7.1.1. Dwustopniowy obieg Carnota

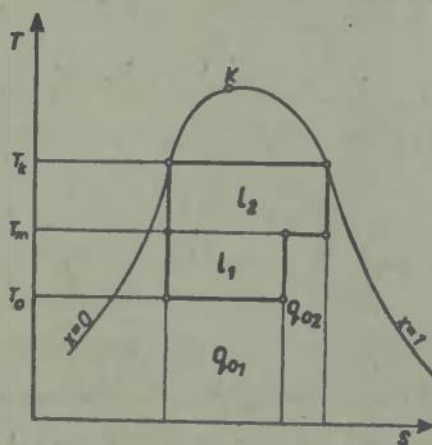
W przypadku obiegu z dwiema temperaturami parowania współczynnik wydajności termicznej jest funkcją temperatur T_0 , T_m i T_k oraz udziału obciążeń cieplnych parowaczy. Bilans cieplny w obiegu jednostkowym będzie

$$q = l_1 + q_{01} + l_2 + q_{02} \quad (54)$$

Oznaczając: $l = l_1 + l_2$ i $q = q_{01} + q_{02}$

i wprowadzając oznaczenia

$$x = \frac{q_{01}}{q_0} \text{ i } y = \frac{q_{02}}{q_0}$$



Rys. 32 Dwustopniowy obieg Carnota

Zgodnie z drugą zasadą termodynamiki możemy napisać, że

$$\frac{q}{T_k} = \frac{q_{o1}}{T_o} + \frac{q_{o2}}{T_m} \quad (55)$$

i stąd uwzględniając wcześniejsze oznaczenia otrzymano

$$q = q_o \cdot T_k \cdot \left(\frac{x}{T_o} + \frac{y}{T_m} \right) \quad (56)$$

Współczynnik sprawności termicznej obiegu Carnota z dwustopniowym parowaniem czynnika wynosi

$$\varepsilon_{cII} = \frac{q_{o1} + q_{o2}}{1} = \frac{q_o}{q - q_o} \quad (57)$$

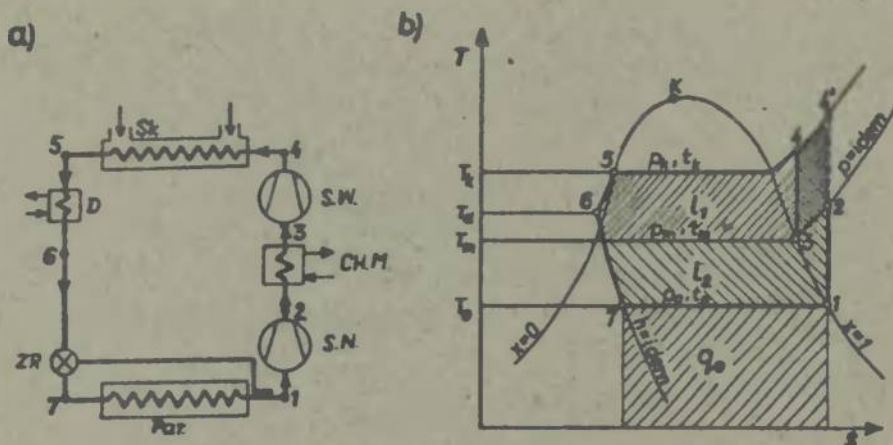
stąd po uwzględnieniu (56) otrzymano

$$\varepsilon_{cII} = \frac{1}{T \left(\frac{x}{T_o} + \frac{y}{T_m} \right) - 1} = \frac{1}{x \left(\frac{T_k}{T_o} - 1 \right) + y \left(\frac{T_k}{T_m} - 1 \right)} \quad (58)$$

Jak więc wynika z wyrażenia (58) dla obiegu Carnota o dwóch stopniach parowania współczynnik sprawności termicznej uzależniony jest od temperatur obiegu T_k , T_o i T_m oraz udziałów x i y wydajność chłodzenia parowaczy. Gdy $q_{o2} = 0$ udziały wyniosą odpowiednio $x = 1$ i $y = 0$ w wyrażenie (58) staje się wyrażeniem (53).

2.7.1.2. Obieg dwustopniowy z jednostopniowym dławieniem

Najprostszym obiegiem wielostopniowym jest obieg, w którym dławienie prowadzi się jednostopniowo (w jednym zaworze). Schemat takiego urządzenia przedstawiono na rysunku 33 a. Natomiast obieg dwustopniowy w układzie T, s na rysunku 33 b. W obiegu tym sprężarka niskiego stopnia (lub cylindry) zasysa pary czynnika o stanie 1 i spręża je adiabatycznie ($s = \text{const}$) do ciśnienia pośredniego p_m kosztem pracy l_2 . Po sprężeniu czynnik jest ochładzany w chłodnicy międzystopniowej (np.: chłodzonej wodą) do temperatury nasycenia stan 3. Pary o stanie 3 zasysane przez sprężarkę wysokiego stopnia (lub cylindry) są sprężane adiabatycznie do ciśnienia p_k kosztem pracy l_1 .



Rys. 33 Obieg dwustopniowy z jednostopniowym dławieniem:
 a) schemat urządzenia; b) obieg w układzie T-s
 Par - parowacz, SW - sprężarka niskiego stopnia,
 CHM - chłodnica międzystopniowa, SW - sprężarka
 wysokiego stopnia, Sk - skraplacz, D - dochład-
 dzacz, ZR - zawór rozprężny

Do skraplacza wpływa czynnik o stanie 4 oddając ciepło przegrzania par, następnie skraplania. Natomiast w dochładzacz następuje dochłodzenie ciekłego czynnika od stanu 5 do 6. Ciekły czynnik rozpręża się w zaworze regulacyjnym od stanu 6 do 7 (h - idem). Międzystopniowe ochładzanie (proces 2-3) zmniejsza stopień nieodwracalności procesów sprężania, zwiększając sprawność objętościową sprężarki oraz współczynnik sprawności termicznej obiegu. W obiegu jednostopniowym sprężanie przebiegałoby według przemiany 1-4'. Tak więc w obiegu dwustopniowym następuje zmniejszenie pracy obiegu o pole 2 - 4' - 4 - 3. Współczynnik sprawności termicznej obiegu dwustopniowego z dławieniem jednostopniowym

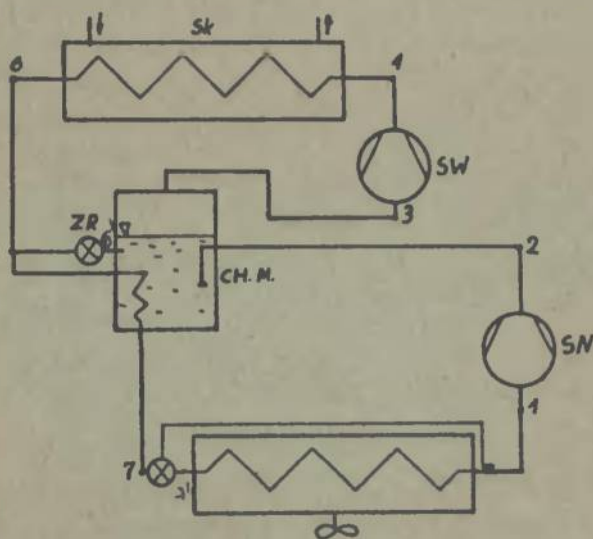
$$\varepsilon_2 = \frac{q_0}{l_1 + l_2} \quad (59)$$

Ciśnienie międzystopniowe p_m wyznaczamy według kryterium równych prac $l_1 = l_2$

$$p_m = \sqrt{p_0 \cdot p_k} \quad (60)$$

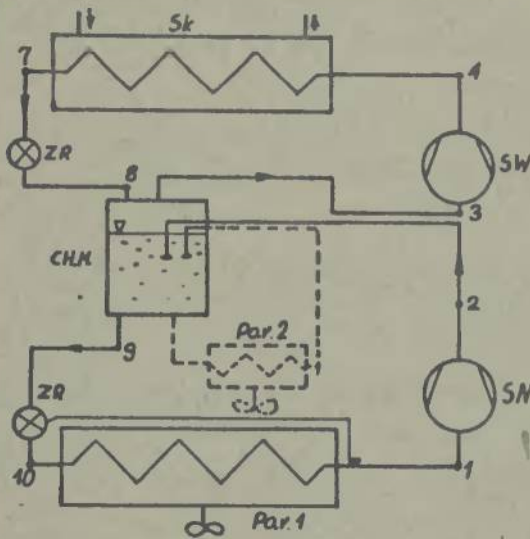
Innym rozwiązaniem urządzenia dwustopniowego z jednostopniowym ciśnieniem jest obieg przedstawiony na rysunku 34. W tym obiegu dochładza się dodatkowo ciekły czynnik płynący wężownicą zanurzoną w cieczy kosztownej odparowania części cieczy w chłodnicy międzystopniowej (powiększając jednostkową wydajność chłodniczą obiegu dwustopniowego). Temperatura cieczy jest nieznacznie wyższa od temperatury T_m (gdyż musi występować Δt).

Przedstawione rozwiązania obiegów dwustopniowych są rozwiązaniami "klasycznymi". W praktyce spotyka się najrozmaitsze rozwiązania dostosowane do rodzaju użytego czynnika (np. czynniki chlorowcopochodne są wyposażone w wymienniki regeneracyjne) oraz innych specjalnych wymagań technicznych.

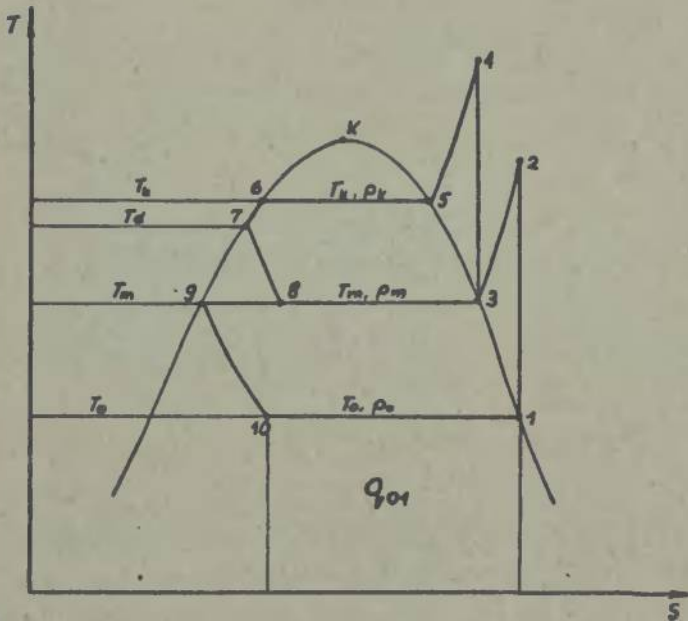


Rys. 34a Obieg dwustopniowy z jednostopniowym ciśnieniem z chłodnicą międzystopniową z doziębiaczem

a) schemat urządzenia; oznaczenia jak na rys. 33



Rys. 35 a Obieg dwustopniowy z dwustopniowym ciśnieniem
a) schemat urządzenia; oznaczenia jak na rys. 33



Rys. 35 b Obieg dwustopniowy w dwustopniowym ciśnieniu
b) obieg w układzie T-s oznaczenia jak na rys. 33

sprężarkę (cylinder) SM w ilości m_2 i sprężane do ciśnienia p_k skraplacza, gdzie podczas przepływu skrapla się i przechładza. Następnie cały czynnik przepływa przez zawór rozprężny, w którym dławiony jest do ciśnienia międzystopniowego i płynie do CHM. W czasie rozprężania następuje częściowe odparowanie czynnika do stanu 8, a powstała para gromadzi się w górnej przestrzeni chłodnicy. Dależe odparowanie następuje wskutek mieszania się z parą płynącą z sprężarki SN. W chłodnicy międzystopniowej następuje rozdzielanie strumienia czynnika m_2 płynącego ze skraplacza. Część m_1 w stanie ciekłym, płynie przez ZR niskiego ciśnienia do parowacza, zaś część $m_2 - m_1$ w fazie parowej razem z ozebloną parą m_1 dopływającą ze sprężarki SN zasysana jest przez sprężarkę SW. Po odparowaniu w parowaczu czynnik jest zasysany przez sprężarkę SN.

W celu ukazania wpływu ciśnienia międzystopniowego p_m czy też rozwiązania technicznego sprężarki (stosunek objętości skokowych stopni) w obiegu dwustopniowym z dwustopniowym dławieniem czynnika (pracującego zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 35), przeanalizowano następujący przykład. W urządzeniu chłodniczym całkowitą wydajność realizuje się w parowaczu niskotemperaturowym P-1. Parametry obliczeniowe obiegu:

$$t_o = -40,5^{\circ}\text{C}; \quad F_o = 0,70 \cdot 10^5 \cdot P_a; \quad h_1 = 1327 \text{ kJ/kg};$$

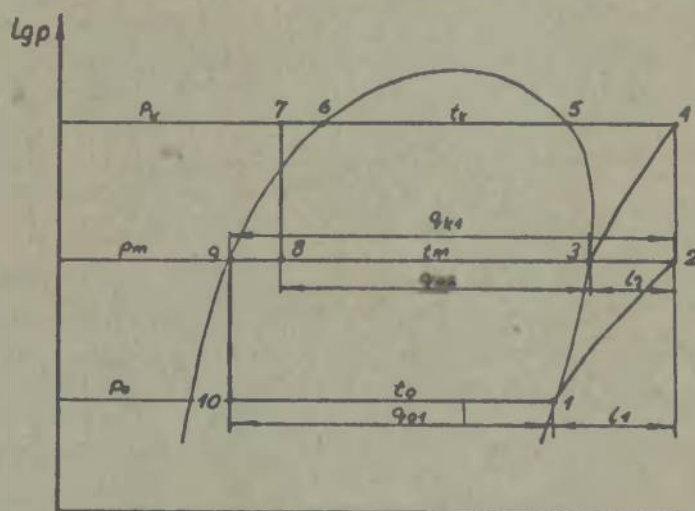
$$t_k = 25^{\circ}\text{C}; \quad P_k = 10,0 \cdot 10^5 \cdot P_a; \quad h_6 = 242 \text{ kJ/kg};$$

$$t_d = 20^{\circ}\text{C}; \quad v_1 = 1,58 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad h_a = h_8 = 218 \text{ kJ/kg}.$$

Ciśnienie międzystopniowe wyznaczono z zależności 60

$$P_{\max} = \sqrt{P_o \cdot P_k} = \sqrt{0,7 \cdot 10} = 2,65.$$

Natomiast w dalszych obliczeniach przyjęto szereg wartości ciśnienia międzystopniowego zgodnie z danymi przedstawionymi w tabelach 1 i 2. Schemat obiegu na wykresie lgp-h przedstawiono na rys 36.

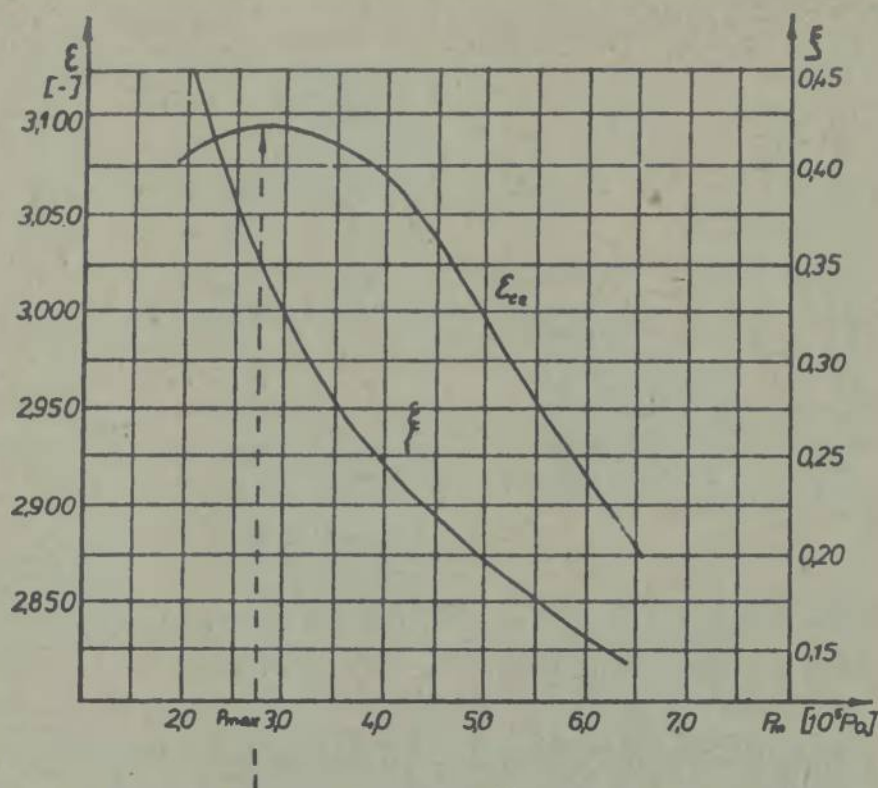


Rys. 36 Obieg dwustopniowy z dwustopniowym dławieniem oraz pełnym międzystopniowym dochładzaniem

Tabela 1.

Wartości parametrów obiegu dwustopniowego zależnych od ciśnienia międzystopniowego

Ciśnienie międzystopniowe P_m	h_2	h_3	h_4	$h_9=h_{10}$	v_3	Uwagi
$10^5 P_a$	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	m^3/kg	
2	1456	1358,5	1592	33	0,600	Wartości poszczególnych punktów odczytane z wykresu $\lg p-h$ NH_3
2,5	1490	1364,5	1562,5	57	0,485	
3,0	1518	1370	1540	78	0,410	
3,5	1542,5	1373	1520	96	0,350	
4,0	1565	1376,5	1501,5	111	0,308	
5,0	1603,5	1382	1478,5	142	0,248	
6,0	1638	1386	1454	167	0,207	



Rys. 37 Przebieg sprawności termicznej ϵ_{t2} oraz stosunku objętości skokowych stopni ξ w zależności od p_m w obiegu dwustopniowym z dwustopniowym dławieniem oraz pełnym międzystopniowym do-chłodzeniem

Przebieg zmian ϵ_{t2} oraz ξ z rozważonego przykładu przedstawiono na rysunku 37. Jak więc widzimy, optimum sprawności dość dobrze zgadza się z wartością wcześniej wyznaczoną $p_{m \max}$. Natomiast staje się wi-doczny wpływ rozwiązania technicznego sprężarki (stosunku objętości skokowych stopni na otrzymane p_m oraz t_2). Jeżeli więc stosujemy sprę-żarkę o określonej stałej wartości, wyznacza nam to jednoznacznie ciś-nienie międzystopniowe i otrzymaną wartość ϵ_{t2} (dla rozważanego każdo-razowo schematu urządzenia).

W obliczeniach dokładnych wyznaczone wcześniej z zależności (60) ciś-nienie międzystopniowe sprawdza się z równania bilansu chłodnicy między-stopniowej. Równanie bilansu będzie następujące (zgodnie z rys. 38).

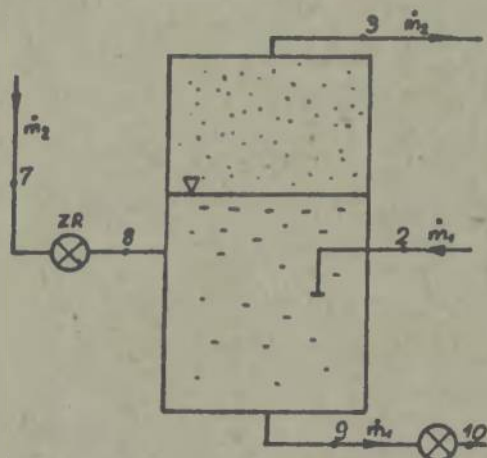
Tabela 2.

Wielkości obliczeniowe układu dwustopniowego z dwustopniowym dławieniem oraz pełnym międzystopniowym dochłodzeniem

Ciśnienie między- stopniowe P_m	Praca jedno- stkowa ni- skiego stop- nia $l_1 = h_2 - h_1$	Praca jedno- stkowa wy- sokiego stopnia $l_2 = h_4 - h_3$	Cyrkulacja** $\alpha = q_{k1}/q_{o2}$ $\alpha = \frac{h_2 - h_9}{h_3 - h_8}$	Praca jedno- stkowa wy- sokiego stopnia od- niesiona do m_1 $\delta \cdot l_2$	Praca całko- wita $l = l_1 + \alpha \cdot l_2$	Właściwa wydajność chłod- nicza $q_{o1} = h_1 - h_{10}$	Spraw- ność termicz- na obie- gu $\epsilon_{t2} = \frac{q_{o1}}{l}$	Stosunek objętoś- ci sko- nowej stopni $\xi = \frac{\alpha \cdot v_3}{v_1}$
$10^5 \cdot P_m$	kJ/kg	kJ/kg	-	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	-	-
2	129	233,5	1,248	291,4	420,4	1294	3,087	0,474
2,5	163	198	1,250	247,5	410,5	1270	3,094	0,384
3	191	170	1,250	212,5	403,5	1249	3,095	0,324
3,5	215,5	147	1,252	184,0	399,5	1231	3,081	0,277
4	238	125	1,255	156,9	394,9	1216	3,079	0,245
5	276,5	96,5	1,256	121,2	397,7	1185	2,976	0,197
6	311	68	1,259	85,6	396,6	1160	2,932	0,165

* Stosunek strumieni masy czynnika w niskim i wysokim stopniu

** Strumień masy czynnika krążącego w niskim stopniu $m_1 = q_o/q_{o1}$



Rys. 38 Chłodnica międzystopniowa

$$\dot{m}_1 \cdot h_2 + \dot{m}_2 \cdot h_7 = \dot{m}_2 \cdot h_3 + \dot{m}_1 \cdot h_9 \quad (61)$$

na tej podstawie wyznaczono stosunki masowych wydajności stopni sprężarki

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_2 - h_9}{h_3 - h_7} \quad (62)$$

Ponieważ dla sprężarki rzeczywistej zachodzi zależność poniższa

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{\lambda_2 \cdot v_3 \cdot v_{s2}}{\lambda_1 \cdot v_1 \cdot v_{s1}}, \quad (63)$$

gdzie: λ - współczynnik dostarczenia sprężarki - sprawność objętościowa - (bliżej będzie to wyjaśnione w dalszych rozdziałach).

Następnie metodą kolejnych przybliżeń wyznaczmy temperaturę międzystopniową odpowiadającą zależnościom (62) i (63).

2.7.2. Obiegi trójstopniowe

W urządzeniach chłodniczych, gdzie żądane są bardzo niskie temperatury, ciśnienie nasycenia jest małe a stosunek ciśnień skraplania i parowania dochodzi do 20. W tych warunkach stosuje się sprężanie trójstopniowe. Innym przypadkiem może być konieczność technologiczna utrzymywania

nia trzech temperatur parowania znacznie między sobą zróżnicowanych. Urządzenia trójstopniowe jak i dwustopniowe mogą odznaczać się wielostopniowym dławieniem czy też parowaniem oraz pełnym lub częściowym ochłodzeniem międzystopniowym.

W przypadku jednostopniowego parowania czynnika ciśnienia jednostopniowe określono tak, by stopnie sprężania były sobie równe (oznaczenia zgodne z rys. 39), stąd

$$\frac{P_k}{P_{m2}} = \frac{P_{m2}}{P_{m1}} = \frac{P_{m1}}{P_o} \quad (64)$$

a ciśnienia międzystopniowe będą (w przybliżeniu)

$$P_{m1} = \sqrt[3]{P_k P_o^2} \quad (65)$$

$$P_{m2} = \sqrt[3]{P_k^2 P_o} \quad (66)$$

Współczynnik sprawności termicznej obiegu trójstopniowego będzie

$$\xi_{t3} = \frac{q_{o1}}{l_1 + l_2 + l_3} \quad (67)$$

Obieg trójstopniowy z trójstopniowym dławieniem czynnika i jednostopniowym parowaniem przedstawiono na rysunku 39.

W przypadku określenia stosunków mas krążących w poszczególnych stopniach obiegu trójstopniowego możemy napisać analogicznie jak w obiegu dwustopniowym (patrz pkt. 2, 7.1.3), dla chłodnicy międzystopniowej CHM_1 równania bilansu będzie następujące

$$\dot{m}_1 \cdot h_2 + \dot{m}_2 \cdot h_9 = \dot{m}_1 \cdot h_{10} + \dot{m}_2 \cdot h_3, \quad (68)$$

stąd stosunki masowych wydajności sprężarek

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_2 - h_{10}}{h_3 - h_9} \quad (69)$$

Dla chłodnicy międzystopniowej CHM_2 równanie bilansu będzie odpowiednie

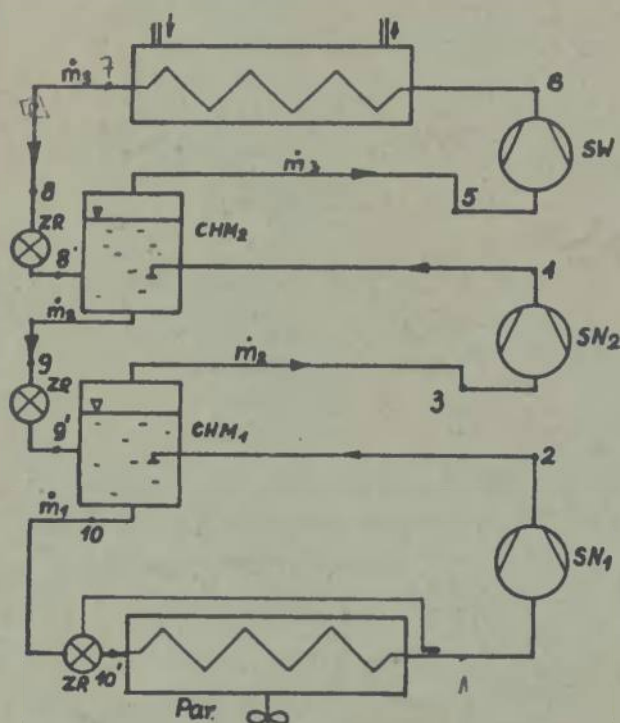
$$\dot{m}_2 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_8 = \dot{m}_2 \cdot h_9 + \dot{m}_3 \cdot h_5 \quad (70)$$

1 stąd stosunki masowych wydajności sprężarek

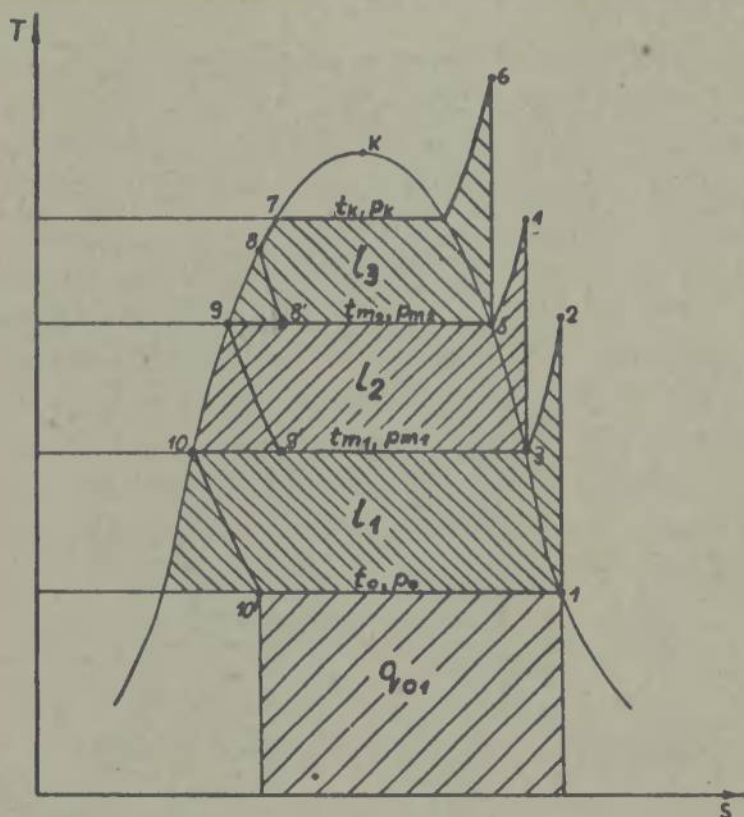
$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_2} = \frac{h_4 - h_9}{h_5 - h_8}$$

lub

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 \cdot \frac{h_2 - h_{10}}{h_3 - h_9} \cdot \frac{h_4 - h_9}{h_5 - h_8} \quad (72)$$



Rys. 39a) Obieg trójstopniowy z trójstopniowym dławieniem oraz pełnym międzystopniowym dochłodzeniem P_{ar} - parowacz, SN_1 - sprężarka najniższego stopnia, SN_2 - sprężarka średniego stopnia, SW - sprężarka wysokiego stopnia, $CHM_{1,2}$ - chłodnice międzystopniowe, Sk - skraplacz, ZR - zawory regulacyjne. Schemat obiegu

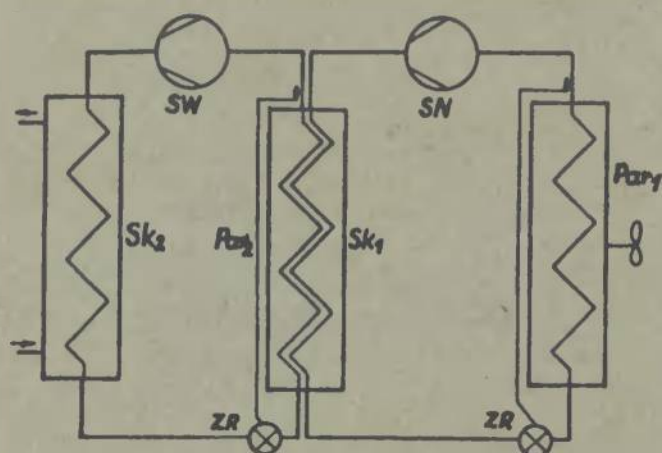


Rys. 39b) Obieg trójstopniowy z trójstopniowym dławieniem oraz pełnym międzystopniowym chłodzeniem P_{ar} - parowacz, SN_1 - sprężarka najniższego stopnia, SN_2 - sprężarka średniego stopnia, SW - sprężarka wysokiego stopnia, $CHM_{1,2}$ - chłodnice międzystopniowe, Sk - skraplacz, ZR - zawory regulacyjne.
Obieg w T-s

2.7.3. Obiegi kaskadowe

Obniżanie temperatury parowania najniższego stopnia w urządzeniu chłodniczym wielostopniowym związane jest z obniżaniem ciśnienia nasycenia. Obniżanie tej temperatury jest ograniczone położeniem punktu potrójnego ograniczając zakres zastosowania w obiegu parowym. Ponadto w wielu czynnikach chłodniczych, mimo że temperatura punktu potrójnego nie została przekroczona, powstają trudności natury technicznej (konstrukcyjne i eksploatacyjne), spada sprawność energetyczna urządzeń, gdyż ze spadkiem temperatury parowania maleją ciśnienia, co powoduje szybki

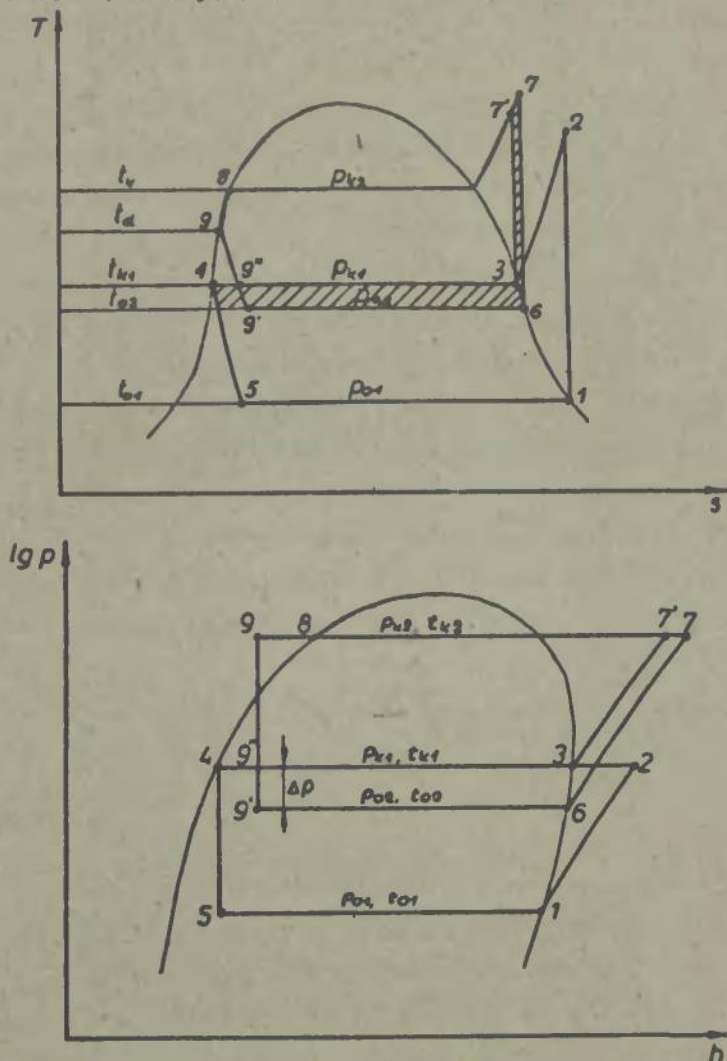
wzrost stopnia sprężenia, rośnie objętość właściwa pary suchej nasyconej. Dlatego też, pomimo że często można byłoby zastosować obieg wielostopniowy, stosuje się obiegi kaskadowe. W praktyce obiegi te służą do osiągnięcia dowolnie niskiej temperatury. Obiegi kaskadowe zastosowane zostały po raz pierwszy przez Picteta i Kamrlingh-Onnesa przy skraplaniu gazów. Urządzenie kaskadowe złożone jest z poszczególnych stopni, które tworzą jedno lub wielostopniowe urządzenia chłodnicze. Współpracują one w ten sposób, że parownik stopnia wyższego kaskady współpracuje ze skraplaczem urządzenia tworzącego niższy stopień. A poszczególne stopnie dobiera się tak, aby sprawność energetyczna była możliwie najwyższa (odpowiednie ciśnienia tłoczenia i parowania). Schemat urządzenia kaskadowego dwustopniowego przedstawiono na rysunku 40.



Rys. 40 Schemat urządzenia kaskadowego dwustopniowego

Pary sprężone w sprężarce SN płyną do skraplacza Sk_1 i zostają skroplone przy pomocy czynnika zasilającego parownik stopnia wyższego Par_2 . Wymiennik, który z jednej strony jest parowcem (stopnia wyższego), a z drugiej skraplaczem (stopnia niższego) nazwano parowczo-skraplaczem.

W celu porównania obiegu kaskadowego z obiegiem dwustopniowym przeanalizowano urządzenie składające się z dwóch kaskad, lecz pracujących na tym samym czynniku. Dla ułatwienia analizy, przebieg takich procesów przedstawiono na rysunku 41, gdzie różnicę temperatur występującą podczas wymiany ciepła w parowaczo-skraplaczu oznaczono jako Δt , przy czym zakładamy, że ciśnienie parowania stopnia wyższego jest niższe o różnicę Δp odpowiadającą Δt .



Rys. 41 Obieg kaskadowy dwustopniowy - porównawczy dla jednego czynnika chłodniczego

a) w układzie $T - s$, b) układzie $\lg p - h$

- Jak więc widzimy, praca sprężania czynnika wykonywana w tym przypadku jest wyższa niż w obiegu dwustopniowym. Wtedy oczywiście dla obiegu dwustopniowego

$$h_7 - h_6 > h_7 - h_3 \quad (73)$$

mielibyśmy ciśnienie międzystopniowe $p_m = p_{k1}$ wyznaczone z zależności (60). Równocześnie jednostkowa wydajność chłodnicza obiegu górnego zrealizowałaby, gdyż entalpia punktu 6 jest niższa od entalpii punktu 3 (nie dotyczy to wszystkich czynników chłodniczych)

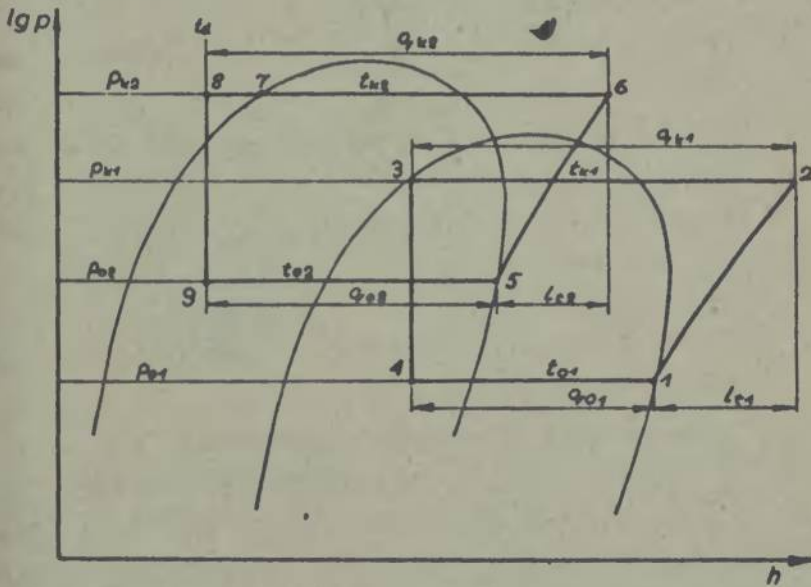
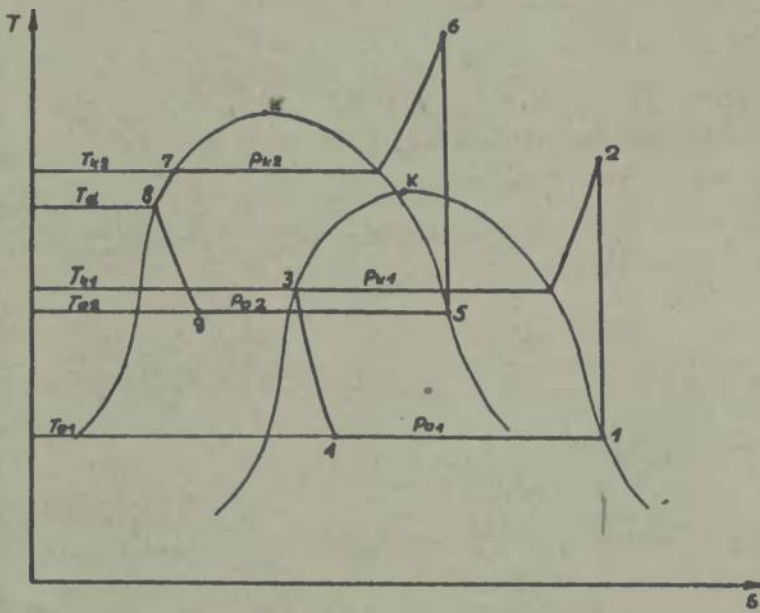
$$h_6 - h_9 < h_3 - h_9 \quad (74)$$

Porównując omawiane układy teoretyczne: kaskadowy z odpowiednim układem dwustopniowym, można stwierdzić, że współczynniki sprawności termicznej obiegu kaskadowego są niższe od obiegu dwustopniowego. Jednakże w urządzeniach wielostopniowych, gdy uwzględnia się jeszcze szeregi innych zjawisk i procesów występujących w obiegach rzeczywistych, nie jest to wcale pewne, (zależy to od bardzo wielu czynników i nie będzie przedmiotem dalszych szczegółowych analiz).

Jak więc wynika z przedstawionych rozważań, zastosowanie obiegu kaskadowego lub też wielostopniowego winno być poprzedzone dokładną analizą techniczno-ekonomiczną. Dobór czynników do kaskady oraz przyjęcie rozwiązania całości jest więc procesem kolejnych przybliżeń. Tym niemniej, jako czynniki stosowane w stopniu wyższym spotyka się najczęściej freony: 12, 22, 502, chlorek metylu. Natomiast w stopniu niższym freony: 13B-1, 13, 23 etylen, etan.

Na rysunku 42 ukazano obiegi kaskady dwustopniowej na wykresach T-s, lgp-h. Przy czym przyjęto umownie wartość $h = 0$ oraz $s = 0$ początku wykresu, co umożliwia przedstawienie omawianych procesów na jednym rysunku.

W celu uzyskania wysokiej sprawności termicznej obiegu kaskadowego należy przestrzegać zasad analogicznych jak i dla wszystkich innych obiegów perowych. Ponadto pamiętać należy, że dobieramy czynniki chłodnicze pracujące w zakresie ich maksymalnej sprawności energetycznej. Tak więc musimy przede wszystkim zachować warunek (przy założonej wartości ϕ)



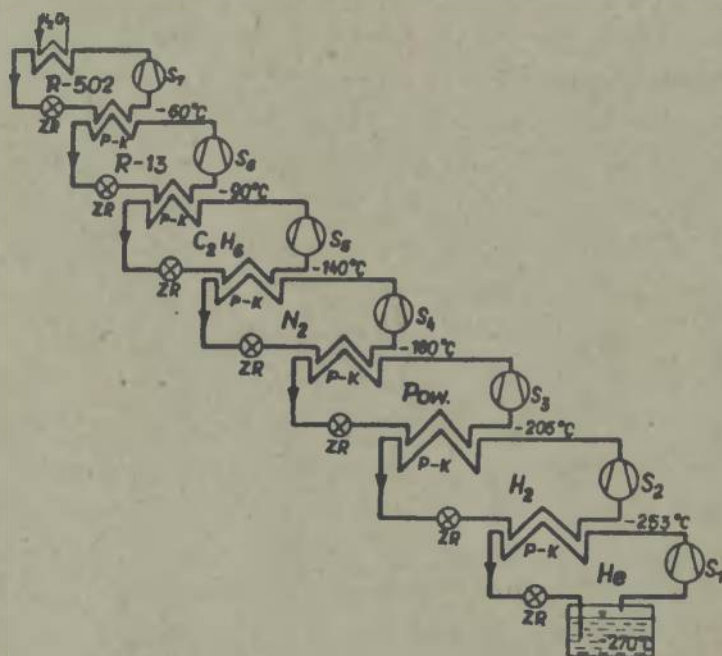
Rys. 42 Obieg kaskadowy dwustopniowy

a) w układzie $T-s$, b) układzie $\lg p-h$

$$\frac{P_{k1}}{P_{o1}} \approx \frac{P_{k2}}{P_{o2}} \quad (75)$$

Przy tym należy pamiętać, że p_k nie powinno być wyższe $0,8p_{kryt}$ (sprawność termiczna obiegu będzie wysoka [e]).

Schemat urządzenia kaskadowego wielostopniowego do osiągnięcia temperatur bliskich temperatury zera bezwzględnego przedstawiono na rysunku 43. Składa się on z 7 stopni z różnymi czynnikami dobranymi odpowiednio do zakresu temperatur pracy.



Rys. 43 Schemat urządzenia kaskadowego wielostopniowego
ZR - zawór rozprężony, P - K - parowoczo-skrapłacz,
S - sprężarka

Obliczenia kaskady dwustopniowej prowadzone są analogicznie jak w obiegach jednostopniowych (zgodnie z rys. 42). Po wyznaczeniu temperatur wrzenia i skraplania w parowoczoskrapłacz (dla określonej Δt) oraz zgodnie z zadanymi temperaturami wrzenia w dolnej kaskadzie oraz skra-

planu w górnej obliczone zostaną poszczególne wielkości obu obiegów (po odczytaniu wartości entalpii i innych parametrów).

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$\text{dolnej kaskady} \quad q_{o1} = h_1 - h_4 \quad (76)$$

$$\text{górnej kaskady} \quad q_{o2} = h_5 - h_9 \quad (77)$$

2. Jednostkowa praca sprężania adiabatyicznego

$$\text{dolnej kaskady} \quad l_{t1} = h_2 - h_1 \quad (78)$$

$$\text{górnej kaskady} \quad l_{t2} = h_6 - h_5 \quad (79)$$

3. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$\text{dolnej kaskady} \quad q_{v1} = \frac{q_{o1}}{v_1} \quad (80)$$

$$\text{górnej kaskady} \quad q_{v2} = \frac{q_{o2}}{v_5} \quad (81)$$

4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej

$$\text{dolnej kaskady} \quad \varepsilon_1 = \frac{q_{o1}}{l_{t1}} \quad (82)$$

$$\text{górnej kaskady} \quad \varepsilon_2 = \frac{q_{o2}}{l_{t2}} \quad (83)$$

5. Masa czynnika chłodniczego krążącego w obiegu

$$\text{dolnej kaskady} \quad \dot{m}_1 = \frac{q_o}{q_o} \quad (84)$$

$$\text{górnej kaskady} \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot f \quad (85)$$

gdzie f - jest współczynnikiem określającym stosunek mas w obiegach kaskady, wyznaczono go z zależności

$$f = \frac{q_{k1}}{q_{o2}} \quad (86)$$

6. Moc teoretyczna sprężania

$$\text{dolnej kaskady} \quad N_{t1} = \dot{m}_1 \cdot l_{t1} \quad (87)$$

$$\text{górnej kaskady} \quad N_{t2} = \dot{m}_{t2} \cdot l_{t2} = \dot{m}_1 \cdot f \cdot l_{t2} \quad (88)$$

2.8. Zadania i obliczenia

W chwili obecnej na świecie nie ma termicznych warunków standardowych, które pozwalałyby na jednoznaczną ocenę wydajności sprężarki. W

Polsce przyjmuje się zgodnie z PN/M-04600 wartości $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$, $t_d = +25^\circ\text{C}$. Jak stąd widać, jako obieg porównawczy przyjęto obieg suchy nasycony z dochłodzeniem. Na świecie spotyka się inne zestawy temperatur; kraje Europy zachodniej używają: $t_0 = -10^\circ\text{C}$, $t_k = +25^\circ\text{C}$, $t_d = +10^\circ\text{C}$. W Międzynarodowym Instytucie Chłodnictwa opracowano kilka zestawów temperatur, w których przyjęto za podstawę obiegi przegrzane, przedstawione w tabeli poniżej.

Tabela 3.

Termiczne warunki standardowe zalecane dla sprężarek przez MICH [92].

Zakres zastosowania	Sprężarki na czynniki chłodziwcowe pochodne			Sprężarki amoniakalne jedno-stopniowe			Sprężarki amoniakalne wielo-stopniowe	
nr grupy	I	II	III	V	VI	VIII	IX	
Temperatura wrzenia t_0 $^\circ\text{C}$	-25	-15	-5	-25	-15	+5	-40	
Temperatura u wlotu króćca ssawnego sprężarki t_{ss} $^\circ\text{C}$	+20	+20	+20	-10	0	+15	-25	
Temperatura skraplania t_k	+40	+40	+40	+35	+35	40	+35	

Zakresy temperatur podwójnie obramowane stosuje się najczęściej.

2.8.1. Obieg suchy nasycony

Poniżej przedstawiono dwa przykłady obliczeń, obiegu suchego nasyconego dla freonu 12 i amoniaku.

✓ Przykład 1.

Obliczyć wydajność objętościową i moc potrzebną do napędu sprężarki chłodniczej pracującej w obiegu teoretycznym suchym nasyconym.

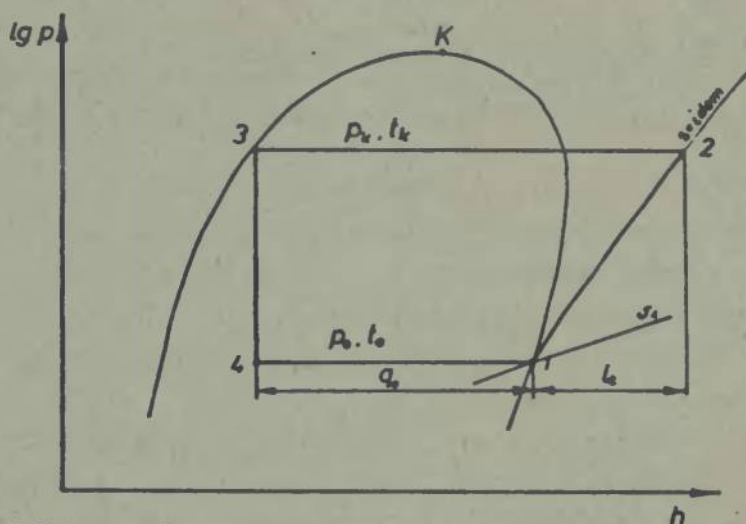
Zakładane temperatury: $t_0 = -15^\circ\text{C}$ temperatura wrzenia,

$t_k = 30^\circ\text{C}$ temperatura skraplania,

Wydajność chłodnicza $Q_0 = 10$ kW.

Czynnik chłodniczy R-717/ NH_3 .

Schemat obiegu przedstawiono na rysunku 44.



Rys. 44 Obieg suchy nasycony

Z wykresu NH_3 odczytano wartości entalpii w punktach charakterystycznych oraz w punkcie 1 - objętość właściwą.

$$h_1 = 1364 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1588 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 266 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = 0,485 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1098 \text{ kJ/kg}$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_t = h_2 - h_1 = 224 \text{ kJ/kg}$$

3. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = 2263,9 \text{ kJ/m}^3$$

4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu

$$\xi_t = \frac{q_0}{l_t} = 4,90$$

5. Moc teoretyczna sprężania

$$N_t = \frac{Q_0}{q_0} \cdot l_t = 2,04 \text{ kW}$$

$$N_t = \dot{m} \cdot l_t$$

6. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki

$$v_t = \frac{Q_0}{q_v} = 4,417 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 15,90 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_t = \dot{m} \cdot v_1$$

✓ Przykład 2.

Obliczyć wydajność objętościową i moc sprężarki chłodniczej pracującej w obiegu teoretycznym suchym nasyconym. Przy analogicznych założeniach jak w przykładzie 1 dla freonu 12.

Z wykresu R-12 odczytano następujące wartości entalpii oraz objętości właściwej:

$$h_1 = 994 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1020 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 877 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = 0,091 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$q_0 = h_1 - h_4 = 117 \text{ kJ/kg}$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_t = h_2 - h_1 = 26 \text{ kJ/kg}$$

3. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = 1285,7 \text{ kJ/m}^3$$

4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu

$$\varepsilon_t = \frac{q_0}{l_t} = 4,5$$

5. Moc teoretyczna sprężania

$$N_t = \frac{Q_0}{q_0} l_t = 2,22 \text{ kW}$$

6. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki

$$v_t = \frac{Q_0}{q_v} = 7,778 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 28,00 \text{ m}^3/\text{h}$$

Q₀ - wydajność chłodnicza

Z wykresu R-12 odczytano następujące wartości entalpii

$$h_1 = 994 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1020 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 877 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4,5} = 872 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = 0,091 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza z dochłodzeniem i bez

$$q_{od} = h_1 - h_4 = 122 \text{ kJ/kg},$$

$$q_o = h_1 - h_3 = 117 \text{ kJ/kg}.$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_t = h_2 - h_1 = 26 \text{ kJ/kg}.$$

3. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = 1340,7 \text{ kJ/m}^3.$$

4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu

$$\epsilon_{td} = \frac{q_{od}}{l_t} = 4,69$$

$$\epsilon_t = \frac{q_o}{l_t} = 4,5.$$

5. Wydajność chłodnicza sprężarki

$$Q_o = v_t \cdot q_v = 134,07 \text{ kW}$$

6. Moc teoretyczną sprężania wyznaczono z zależności

$$N_t = \frac{Q_o}{q_o} \cdot l_t = \frac{v_t \cdot q_v}{q_o} \cdot l_t = \frac{v_t \cdot l_t}{v_1} = 28,57 \text{ kW}.$$

Zastosowanie dochłodzenia ciekłego czynnika powoduje zwiększenie sprawności obiegu a więc zmniejszenie zużycia energii przez urządzenie chłodnicze.

Przykład 2.

Obliczyć teoretyczną wydajność objętościową i moc sprężarki pracującej w obiegu suchym nasychonym z dochłodzeniem. Obliczyć wydajność dla warunków standardowych

$$t_o = -15^\circ\text{C}, t_k = 30^\circ\text{C}, t_d = 25^\circ\text{C}.$$

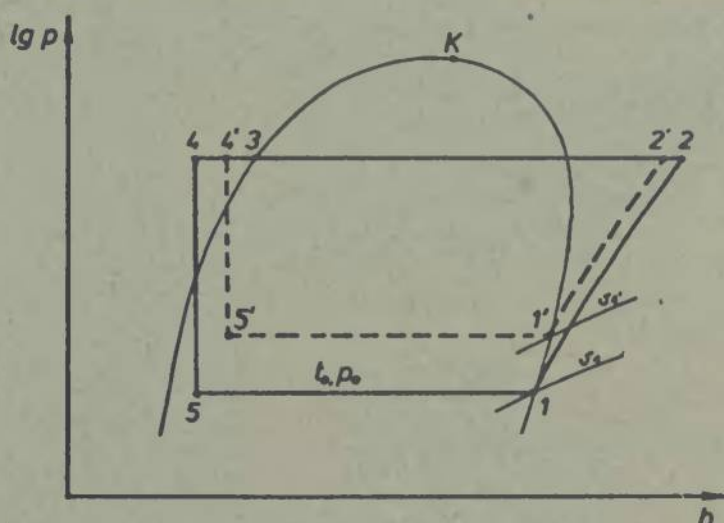
Wydażność chłodnicza $Q_0 = 100 \text{ kW}$. Czynnik chłodniczy R-502.

Zakładane temperatury: $t_0 = -30^\circ\text{C}$

$t_k = +30^\circ\text{C}$

$t_d = +20^\circ\text{C}$.

Schemat obiegu przedstawiono na rysunku 46.



Rys. 46 Obieg suchy nasycony z dochłodzeniem

— — — porównawczy dla warunków standardowych

Z wykresu R-502 odczytano następujące wartości entalpii oraz objętości właściwe

h_1	=	1003,0 kJ/kg
$h_{1'}$	=	1008,0 kJ/kg
h_2	=	1036,0 kJ/kg
$h_{2'}$	=	1033,5 kJ/kg
h_3	=	903 kJ/kg
$h_{4,5}$	=	892,0 kJ/kg
$h_{4,5'}$	=	898,5 kJ/kg
v_1	=	0,084 m ³ /kg
$v_{1'}$	=	0,050 m ³ /kg

Obliczania

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza z dochłodzeniem

$$q_o = h_1 - h_5 = 111 \text{ kJ/kg}.$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_t = h_2 - h_1 = 33 \text{ kJ/kg}.$$

3. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = 1321,4 \text{ kJ/m}^3.$$

4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu

$$\xi_t = \frac{q_o}{l_t} = 3,36.$$

5. Moc teoretyczna sprężania

$$N_t = Q_o \cdot \frac{l_t}{q_o} = 29,73 \text{ kW}.$$

6. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki

$$v_t = \frac{Q_o}{q_v} = 7,568 \text{ m}^3/\text{s} = 272,4 \text{ m}^3/\text{h}.$$

W obiegu porównawczym otrzymano

$$7. \quad q_{os} = h_{1s} - h_{5s} = 109,5 \text{ kJ/kg}$$

$$8. \quad q_{vs} = \frac{q_o}{v_{1s}} = 2190 \text{ kJ/m}^3$$

Stąd zgodnie z zależnością (52) otrzymano wydajność chłodniczą sprężarki w warunkach standardowych:

$$Q_{os} = \frac{q_{vs}}{q_v} Q_o = 165,7 \text{ kW}.$$

Przykład 3.

Obliczyć wydajność objętościową oraz moc sprężarki chłodniczej pracującej w obiegu teoretycznym suchym nasyconym z dochłodzeniem. Wyjaśnić wpływ skończonej różnicy temperatur w parowaczu i skraplaczu.

Zskładana temperatura: w komorze chłodzonej $t_{ch} = +5^\circ\text{C}$,

czynnika chłodzącego skraplacz $t_w = +25^\circ\text{C}$,

dochłodzenie $\Delta t_d = 5 \text{ K}$.

wydajność chłodnicza $Q_0 = 30 \text{ kW}$.

Czynnik chłodniczy: freon 12.

Założenie, że $\Delta t_{\text{par}} = 10 \text{ K}$, $\Delta t_k = 5$.

Obliczenia:

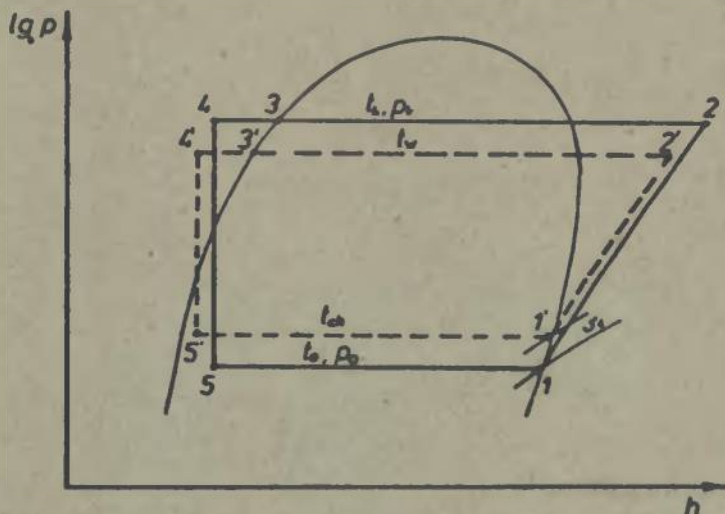
Wyznaczenie temperatur pracy w obiegu:

$$t_o = t_{\text{ch}} - \Delta t_{\text{par}} = -5^\circ\text{C}$$

$$t_k = t_w + \Delta t_k = 30^\circ\text{C}$$

$$t_d = t_k - \Delta t_d = 25^\circ\text{C}$$

Z wykresu R-12 odczytano następujące wartości entalpii oraz objętości właściwej:



Rys. 47 Obieg suchy nasycony z dochłodzeniem

$$h_1 = 998,5 \text{ kJ/kg}, \quad h_{1'} = 1003 \text{ kJ/kg},$$

$$h_2 = 1018,0 \text{ kJ/kg}, \quad h_{2'} = 1013,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 877 \text{ kJ/kg}, \quad h_{3'} = 872 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4,5} = 872 \text{ kJ/kg}, \quad h_{4'} = 867 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = 0,065 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad v_{1'} = 0,047 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$q_0 = h_1 - h_5 = 126,4 \text{ kJ/kg}$$

$$q'_0 = h_1 - h_4 = 136 \text{ kJ/kg}.$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_t = h_2 - h_1 = 19,5 \text{ kJ/kg}$$

$$l'_t = h_2 - h_1 = 10,5 \text{ kJ/kg}.$$

3. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_v = q_0/v_1 = 1946,15 \text{ kJ/m}^3$$

$$q'_v = q'_0/v_1 = 2893,62 \text{ kJ/m}^3.$$

4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu

$$\xi_t = q_0/l_t = 6,49$$

$$\xi'_t = q'_0/l'_t = 12,95.$$

5. Moc teoretyczna sprężania

$$N_t = Q_0 \cdot \frac{l_t}{q_0} = 4,62 \text{ kW}$$

$$N'_t = Q_0 \cdot \frac{l'_t}{q'_0} = 2,32 \text{ kW}.$$

6. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki

$$v_t = \frac{Q_0}{q_v} = 1,5415 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} = 55,49 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v'_t = \frac{Q_0}{q'_v} = 1,0368 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} = 37,32 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Jak stąd widać, skończona różnica temperatur, która występuje w rzeczywistych wymiennikach ciepła, powoduje w obiegu: obniżenie sprawności termicznej, znaczne zwiększenie zużycia energii niezbędnej do napędu sprężarki, oraz wzrost wydajności objętościowej.

2.8.3. Obieg przegrzany z dochłodzeniem

Obiegi przegrzane są na świecie najczęściej stosowanymi obiegami porównawczymi (jednak bez uwzględniania dochładzania cieczy patrz tabela 3). Przegrzanie dla czynników chlorowcopochodnych zaleca się przyjmować wysokie (20 + 40 K) o wiele wyższe niż dla amoniaku (5 + 10 K).

Przykład 1.

Obliczyć wydajność chłodniczą oraz moc sprężarki pracującej zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 48 w obiegu przegrzanym z do-
chłodzeniem. Wydajność objętościowa $V_t = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$. Ocenić wpływ prze-
grzania.

Zakładane temperatury: $t_o = -35^\circ\text{C}$

$t_k = 30^\circ\text{C}$

$t_d = 20^\circ\text{C}$

Przegrzanie robocze $TZR^* \rightarrow \Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$

Czynnik chłodniczy R-22

Z wykresu R-22 odczytano następujące wartości entalpii:

$h_1 = 1024 \text{ kJ/kg}$

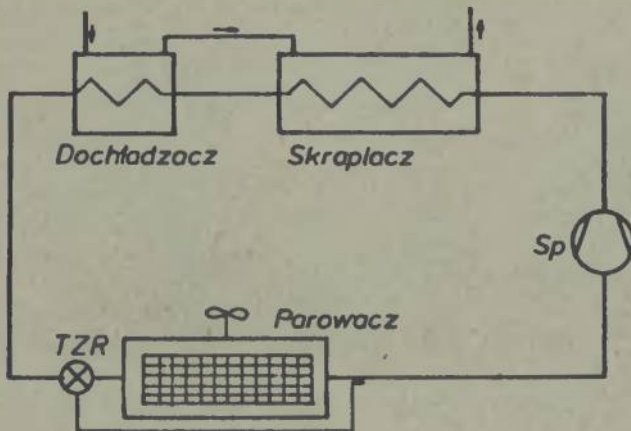
$h_2 = 1027 \text{ kJ/kg}$

$h_3 = 1085 \text{ kJ/kg}$

$h_4 = 872 \text{ kJ/kg}$

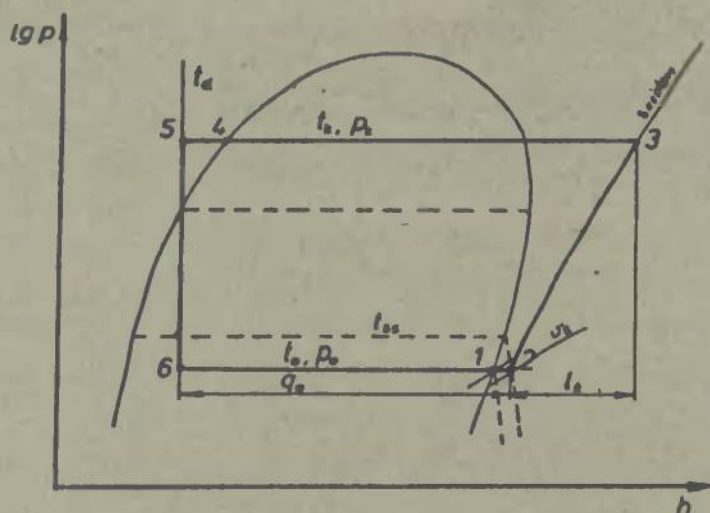
$h_{5,6} = 858 \text{ kJ/kg}$

$v_2 = 0,168 \text{ m}^3/\text{kg}$



Rys. 48 Schemat urządzenia chłodniczego

*Przegrzanie termostatycznego zaworu rozprężnego (TZR), waha się we współczesnych zaworach w granicach 2÷8 K.



Rys. 49 Obieg przegrzany z dochłodzeniem

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza. Ponieważ przegrzanie zachodzi w parowaczu, więc wydajność właściwą wyznaczymy z różnicy entalpii

$$q_0 = h_2 - h_6 = 169 \text{ kJ/kg}.$$

- ## 2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_t = h_3 - h_2 = 58 \text{ kJ/kg.}$$

3. Właściwa objętościowa wydajność chodnicza. Wyznaczamy ją dla stanu na wyjściu z parowca, stąd

$$q_v = \frac{q_0}{v_2} = 1006 \text{ kJ/m}^3.$$

- #### 4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu

$$\varepsilon_t = \frac{q_0}{I_t} = 2,91.$$

- ### 5. Wydajność chłodnicza sprężarki

$$Q_0 = V_t \cdot q_v = 10,06 \text{ kW}.$$

6. Moc teoretyczną sprężania wyznaczamy z zależności

$$N_t = \frac{V_t \cdot I_t}{v_2} = 3,45 \text{ kW}.$$

7. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza bez przegrzania

$$q_v = \frac{h_1 - h_2}{v_1} = 1012 \text{ kJ/m}^3.$$

8. Wydajność chłodnicza sprężarki bez przegrzania

$$Q_0 = 10,12 \text{ kW}.$$

Jak więc widać, pomijając pewną niedokładność odczytów z wykresu (lepiej stosować tablice), otrzymaliśmy w wyniku przegrzania nieznaczne zmniejszenie wydajności chłodniczej sprężarki.

Przykład 2.

Obliczyć wydajność objętościową oraz moc silnika sprężarki pracującej w obiegu przegrzanym z dochłodzeniem. W urządzeniu uwzględniamy straty przegrzania pomiędzy parowaczem a sprężarką.

Wydajność chłodnicza urządzenia $Q_0 = 2 \text{ kW}$.

Czynnik chłodniczy R-12.

Zakładane temperatury pracy:

$$t_o = -15^\circ\text{C}$$

$$t_k = +30^\circ\text{C}$$

$$t_d = +25^\circ\text{C}$$

przegrzanie robocze $\Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$

Temperatura na ssaniu sprężarki $t_{ss} = +15^\circ\text{C}$

Wyjaśnić jaki wpływ ma przegrzanie par na trasach ssawnych (między parowaczem a sprężarką).

Schemat obiegu przedstawiono na rysunku 50 (Schemat urządzenia odpowiada rys. 48).

Z wykresu R-12 odczytano wartości entalpii

$$h_1 = 997 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1012 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1040 \text{ kJ/kg}$$

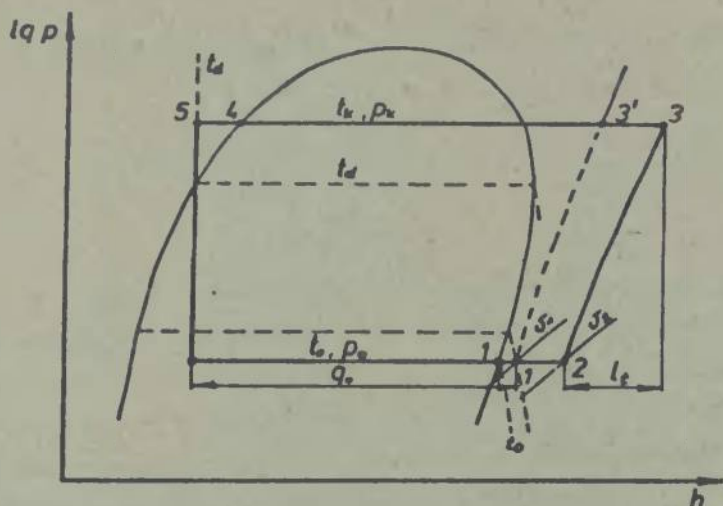
$$h_{3'} = 1022,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 877 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{5,6} = 872 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = 0,093 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_2 = 0,104 \text{ m}^3/\text{kg}$$



Rys. 50 Schemat obiegu przegrzanego z dochłodzeniem

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$q_0 = h_1 - h_5 = 125 \text{ kJ/kg} . .$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_t = h_3 - h_2 = 28 \text{ kJ/kg} .$$

3. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_v = \frac{q_0}{v_2} = 1201,9 \text{ kJ/m}^3 .$$

4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu

$$\epsilon_t = \frac{q_0}{l_t} = 4,46 .$$

5. Moc teoretyczna sprężania

$$N_t = q_0 \cdot \frac{l_t}{q_0} = 0,448 \text{ kW} .$$

6. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki

$$v_t = \frac{q_0}{q_v} = 1,664 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 5,990 \text{ m}^3/\text{h} .$$

7. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza bez strat przegrzania

$$q_{vs} = \frac{h_1 - h_5}{v_1} = 1344,1 \text{ kJ/m}^3 .$$

8. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki bez strat przegrzania

$$V_t = \frac{Q_0}{q_{vs}} = 1,488 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 5,357 \text{ m}^3/\text{h}.$$

9. Moc teoretyczna silnika sprężarki

$$N_t = Q_0 \frac{1_{ts}}{q_0} = Q_0 \frac{h_2 - h_1}{q_0} = 0,408 \text{ kW}.$$

Przegrzanie par na trasach asawnych powoduje zmniejszenie właściwej wydajności chłodniczej aż o 11 %, wzrasta więc wielkość sprężarki. Ponadto dla rzeczywistego czynnika chłodniczego izentropy w obszarze przegrzania są nierównoległe i zjawisko to tym silniej zachodzi im większe jest przegrzanie par, stąd rośnie również moc silnika sprężarki teoretycznej o około 10 %.

2.8.4. Obieg z regeneracją ciepła

Obiegi te najczęściej zaleca się dla czynników chlorowcopochodnych (freonów). Regeneracja ciepła w obiegu chłodniczym ma na celu wykorzystanie występującego w praktyce niekorzystnego zjawiska przegrzania par na trasach asawnych i przegrzanie par w dodatkowym wymienniku, ciepłem odbieranym od ciekłego czynnika chłodniczego. Może to powodować w zależności od rodzaju czynnika, zakresu temperatur jak i sprawności wymiennika regeneracyjnego wzrost wydajności chłodniczej a w pewnych przypadkach i sprawności termicznej.

Przykład 1.

Obliczyć wydajność chłodniczą oraz moc teoretyczną sprężarki chłodniczej pracującej zgodnie z przedstawionym na rysunku 51 schematem. Ocenić wpływ regeneracji ciepła w obiegu z freonem R-502, przy następujących założeniach:

wydajność chłodnicza $Q_0 = 20 \text{ kW}$

$$t_0 = -45^\circ\text{C}$$

$$t_k = +30^\circ\text{C}$$

$$t_d = +25^\circ\text{C}$$

$$t_{ss} = -10^\circ\text{C}$$

przegrzanie robocze TZR - $\Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$.

Z wykresu R-502 odczytano następujące wartości entalpii:

$$h_1 = 997,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Ponieważ } \eta_{WR} = 1 \text{ to}$$

$$h_2 = 1016,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = h_5 - (h_2 - h_1)$$

$$h_3 = 1071,0 \text{ kJ/kg}$$

$$= 897 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3'} = 1045,5 \text{ kJ/kg}$$

$$879$$

$$h_4 = 904,0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 898 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{6,7} = 879 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = 0,162 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_2 = 0,185 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Obliczania

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza z regeneracją ciepła i bez

$$q_{or} = h_1 - h_6 = 118,5 \text{ kJ/kg}$$

$$q_o = h_1 - h_5 = 99,5 \text{ kJ/kg}$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_{tr} = h_3 - h_2 = 54,5 \text{ kJ/kg}$$

$$l_t = h_{3'} - h_1 = 48,0 \text{ kJ/kg}$$

3. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_{vr} = \frac{q_{or}}{v_2} = 640,5 \text{ kJ/kg}$$

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = 614,2 \text{ kJ/kg}$$

4. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu

$$\epsilon_{tr} = \frac{q_{or}}{l_{tr}} = 2,174$$

$$\epsilon_t = \frac{q_o}{l_t} = 3,491$$

5. Moc teoretyczna sprężania

$$N_{tr} = Q_o \frac{l_{tr}}{q_{or}} = 9,200 \text{ kW}$$

$$N_t = Q_o \frac{l_t}{q_o} = 9,648 \text{ kW}$$

6. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki

$$v_{tr} = \frac{Q_o}{q_{vr}} = 3,1226 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} = 112,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v_t = \frac{Q_o}{q_v} = 3,2563 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} = 117,2 \text{ m}^3/\text{h} .$$

Zastosowanie regeneracji ciepła w obiegu chłodniczym z freonem 502 powoduje zmniejszenie zapotrzebowania mocy sprężarki o 3 % i zmniejszenie jej objętości skokowej (o 4 %).

Przykład 2.

Obliczyć wydajność chłodniczą oraz moc teoretyczną sprężarki pracującej w obiegu z regeneracją ciepła dla freonu 12, przy czym sprężarka posiada następujące charakterystyczne dane: $d = 0,092 \text{ m}$, $s = 0,075 \text{ m}$, $i = 6$, $n = 1295 \text{ obr/min}$. Ocenic wpływ regeneracji ciepła w obiegu.

Parametry pracy obiegu:

$$t_o = -25^\circ\text{C}$$

$$t_K = +35^\circ\text{C}$$

$$t_d = +30^\circ\text{C}$$

$$t_{ss} = +20^\circ\text{C}$$

$$\text{przegrzanie robocze } TZR \Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$$

sprawność regeneracyjnego wymiennika

ciepła $\eta_w = 0,8$ zakładamy, że całe

przegrzanie zachodzi w WR (ze stratami)

oznaczenia jak na rys. 52 .

Z wykresu R-12 odczytano następujące wartości entalpii

$$h_1 = 992 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1016 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1057 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3'} = 1027 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 882 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 877 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 857,8 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = 0,135 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_2 = 0,158 \text{ m}^3/\text{kg} .$$

Obliczenia

1. Wartość entalpii w punkcie 6 wyznaczamy z warunku

$$h_5 - h_6 = \eta_w (h_2 - h_1) = 19,2 \text{ kJ/kg} ,$$

stąd $h_6 = h_5 = 0,8 (h_2 - h_1) = 857,8 \text{ kJ/kg}.$

2. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$q_{or} = h_1 - h_6 = 134,2 \text{ kJ/kg}.$$

3. Jednostkowa praca sprężania

$$l_{tr} = h_3 - h_2 = 41 \text{ kJ/kg}.$$

4. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_{vr} = \frac{q_{or}}{v_2} = 849,4 \text{ kJ/m}^3.$$

5. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej

$$\epsilon_t = \frac{q_{or}}{l_{tr}} = 3,27.$$

6. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki

$$v_t = \frac{\pi d^2}{4} \cdot n = 6,456 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} = 232,4 \text{ m}^3/\text{h}.$$

7. Wydajność chłodnicza sprężarki

$$Q_{or} = v_t \cdot q_{vr} = 54,84 \text{ kW}.$$

8. Moc teoretyczna sprężania

$$N_{tr} = v_t \cdot \frac{l_{tr}}{v_2} = 16,75 \text{ kW}.$$

9. Wydajność chłodnicza sprężarki w obiegu bez regeneracji

$$Q_o = v_t \cdot \frac{h_1 - h_5}{v_1} = 54,99 \text{ kW}.$$

10. Moc teoretyczna sprężania w obiegu bez regeneracji

$$N_t = v_t \cdot \frac{h_3' - h_1}{v_1} = 16,74 \text{ kW}.$$

W obiegu tym, w wyniku zastosowania regeneracji, nastąpiło zmniejszenie wydajności chłodniczej o 0,3 %, zużycie mocy nie zmieniło się. Ze spadkiem sprawności WR, maleje efektywność obiegu z regeneracją. Należy też pamiętać, iż odczyty z wykresu są zawsze obarczone pewnym błędem.

Przykład 3.

Obliczyć wielkość jednostopniowego urządzenia chłodniczego obsługującego dwie komory chłodzone o różnych temperaturach pracy według schematu przedstawionego na rysunku 53.

Czynnikiem chłodniczym jest freon 12.

Założenia:

$$t_k = + 30^{\circ}\text{C}$$

temperatura ciekłego czynnika na

$$t_d = + 25^{\circ}\text{C}$$

wyjsciu z wymiennika regeneracyj-

$$t_{on} = - 20^{\circ}\text{C}$$

nego $t_{WR} = + 15^{\circ}\text{C}$.

$$t_{ow} = - 5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{przegrzanie robocze TZR } \Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$$

$$Q_{on} = 27 \text{ kW}$$

$$Q_{ow} = 19,77 \text{ kW}$$

- Wykonać:
1. Wykresy obiegu chłodniczego w układzie T-s i lgp-h
 2. Obliczenia wydajności cieplnych poszczególnych aparatów oraz wielkość sprężarki
 3. Analizę celowości zastosowania wymiennika regeneracyjnego
 4. Porównać omawiany układ dwutemperaturowy z dwoma niezależnymi układami jednotemperaturowymi realizowanymi między tymi samymi temperaturami.

Schemat obiegu w układzie T-s przedstawiono na rysunku 54 i lgp-h na rysunku 55.

Z wykresu R-12 odczytano następujące wartości entalpii:

Założono ponadto, że w wymienniku regeneracyjnym będzie zachodziła równość $\Delta h_R = h_5 - h_6 = h_{1n} - h_{1m} = h_{1w} - h_{1w}$

$$h_{1n} = 995 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1w} = 1001 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1m} = 997,7 \text{ kJ/kg}$$

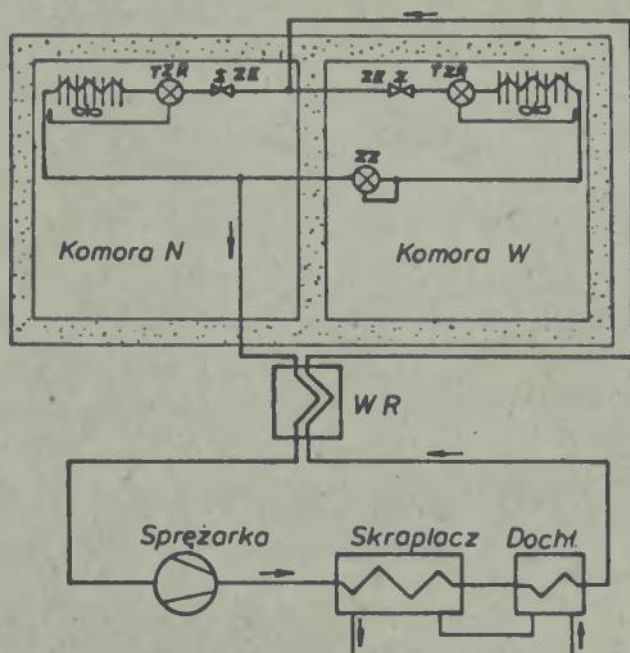
$$h_{1n} = h_{1m} + \Delta h_R = 1007,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1w} = h_{1w} + \Delta h_R = 1011,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2n} = 1040 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2w} = 1032 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned}
 h_4 &= 877 \text{ kJ/kg} \\
 h_5 &= 872 \text{ kJ/kg} \\
 h_{6,7,8} &= 862,0 \text{ kJ/kg} \\
 v_{1w} &= 0,073 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 v_{1n} &= 0,123 \text{ m}^3/\text{kg}.
 \end{aligned}$$



Rys. 53 Schemat jednostopniowego urządzenia chłodniczego z dwiema temperaturami wrzenia

1. Wykresy obiegu z regeneracją w układach T-s i lgp-h pracującego według schematu przedstawionego na rysunku 53 (ukazano na rys. 54, 55)
2. Obliczenia wydajności cieplnych aparatów:

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

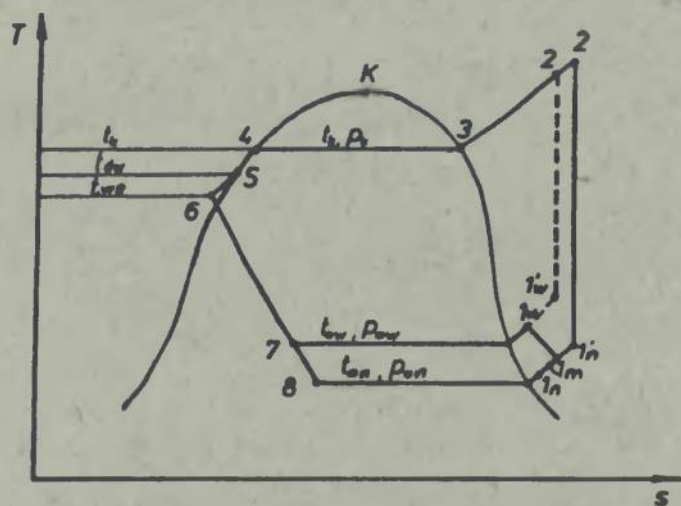
$$q_{on} = h_{1n} - h_6 = 133 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{ow} = h_{1w} - h_6 = 139,5 \text{ kJ/kg}.$$

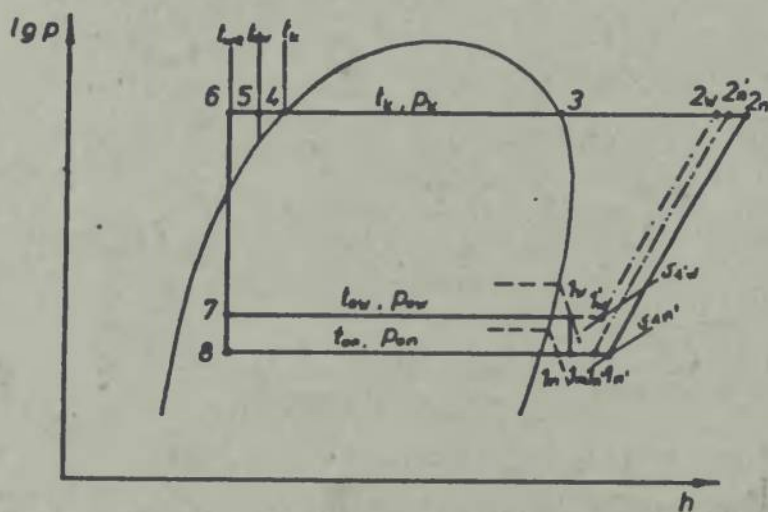
2. Masowe natężenie przepływu czynnika

$$\dot{m}_n = \frac{q_{on}}{q_{on}} = 0,203 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_w = \frac{q_{ow}}{q_{ow}} = 0,142 \text{ kg/s}.$$



Rys. 54 Schemat obiegu z regeneracją ciepła z dwiema temperaturami wrzenia



Rys. 55 Schemat obiegu z regeneracją ciepła z dwiema temperaturami wrzenia

3. Entalpię mieszaniny par na wejściu do wymiennika regeneracyjnego wyznaczamy z zależności

$$h_{1m} = \frac{m_w \cdot h_{1w} + m_n \cdot h_{1n}}{m_w + m_n} = 997,7 \text{ kJ/kg}$$

4. Moc teoretyczna sprężarki pracującej według schematu

$$N_t = (\dot{m}_n + \dot{m}_w) l_t = (\dot{m}_n + \dot{m}_w)(h_{2n} - h_{1n}) = 11,143 \text{ kW}$$

5. Wydajności cieplne: akraplacza, dochładzająca wodnego i wymiennika regeneracyjnego

$$Q_k = (\dot{m}_n + \dot{m}_w)(h_{2n} - h_4) = 56,23 \text{ kW}$$

$$Q_{dw} = (\dot{m}_n + \dot{m}_w)(h_4 - h_5) = 1,725 \text{ kW}$$

$$Q_{WR} = (\dot{m}_n + \dot{m}_w)(h_5 - h_6) = 3,45 \text{ kW}$$

6. Wydajność objętościowa sprężarki pracującej według schematu

$$V_t = (\dot{m}_w + \dot{m}_n) \cdot v_{1n} = 4,2435 \text{ m}^3/\text{s} = 152,77 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Wpływ zastosowania wymiennika regeneracyjnego na wydajność chłodniczą i sprawność termiczną obiegu możemy wyznaczyć z zależności 43 i 44, co przedstawiono poniżej (z wykresu odczytano $T_2 = 270 \text{ K}$)

$$P = \frac{\Delta h_R}{q_{os}} = \frac{h_5 - h_6}{h_{1n} - h_5} = 8,13 \%$$

$$\eta_r = \frac{1 + \frac{\Delta h_R}{q_{os}}}{1 + \frac{T_2 - T_0}{T_0}} = 0,98$$

4. Porównać omawiany układ dwutemperaturowy z dwoma niezależnymi układami pracującymi między tymi samymi temperaturami. Moc teoretyczna sprężania w obiegu o wysokiej temperaturze wrzenia

$$N_{tw} = \dot{m}_w \cdot (h_{2w} - h_{1w}) = 2,911 \text{ kW}$$

Moc teoretyczną sprężania w obiegu o niższej temperaturze wyznaczamy, zakładając dla uproszczenia (z uwagi na minimalny błąd), że l_{tn} w obiegu dwutemperaturowym równa się l_t obiegu jednotemperaturowego stąd

$$N_{tn} = \dot{m}_n (h_{2n} - h_{1n}) = 6,557 \text{ kW}$$

Tak więc zapotrzebowanie mocy w dwóch niezależnych układach jednotemperaturowych jest znacznie niższe

$$N_{tn} + N_{tw} \leq N_t.$$

Ponadto w układach jednotemperaturowych sumaryczna objętość skokowa sprężarek jest również mniejsza.

W praktyce przemysłowej stosuje się często takie rozwiązanie z uwagi na jego prostotę. Jednak dopiero obliczenia ekonomiczne winny o tych sprawach przesądzać.

2.8.5. Obiegi wielostopniowe

Przykład 1.

Obliczyć wydajność objętościową i moc sprężarki w obiegu teoretycznym dwustopniowym z jednostopniowym dławieniem czynnika, dochłodzeniem wodnym ciekłego czynnika w dochładzaczu oraz pełnym dochłodzeniem par w chłodnicy międzystopniowej. Zgodnie ze schematem urządzenia przedstawionym na rysunku 56. Schemat obiegu przedstawiono na rysunku 57. Czynnik chłodniczy NH_3 . Wydajność chłodnicza urządzenia $Q_0 = 120 \text{ kW}$. Wyznaczyć wydajności cieplne aparatów.

Zakładane temperatury pracy:

$$\begin{aligned} t_0 &= -20^\circ\text{C} & p_0 &= 1,9 \text{ bar} \\ t_k &= +40^\circ\text{C} & p_k &= 15,6 \text{ bar} \\ t_d &= +30^\circ\text{C} \end{aligned}$$

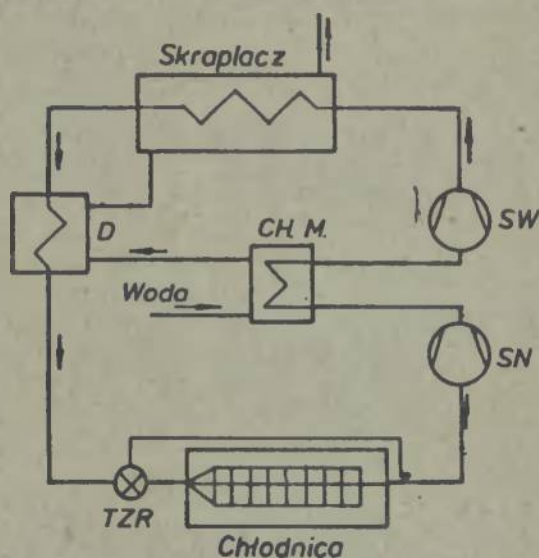
Wyznaczenie ciśnienia międzystopniowego

$$\begin{aligned} p_m &= \sqrt{p_k \cdot p_0} = 5,45 \text{ bar} \\ t_m &\approx +6^\circ\text{C} \end{aligned}$$

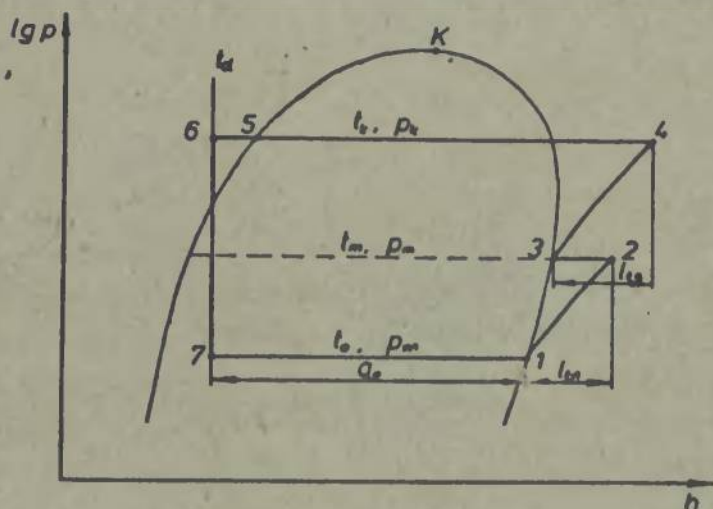
Z wykresu NH_3 odczytano wartości entalpii

$$\begin{aligned} h_1 &= 1356 \text{ kJ/kg} \\ h_2 &= 1493 \text{ kJ/kg} \\ h_3 &= 1384 \text{ kJ/kg} \\ h_4 &= 1532 \text{ kJ/kg} \\ h_5 &= 313 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_6 &= 267 \text{ kJ/kg} \\
 v_1 &= 0,625 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 v_3 &= 0,233 \text{ m}^3/\text{kg} .
 \end{aligned}$$



Rys. 56 Schemat urządzenia chłodniczego dwustopniowego pracującego z jednostopniowym ciśnieniem



Rys. 57 Schemat obiegu dwustopniowego z jednostopniowym ciśnieniem i pełnym jednostopniowym dochłodzeniem

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza dolnego stopnia

$$q_{on} = h_1 - h_6 = 1089 \text{ kJ/kg}.$$

2. Jednostkowa praca sprężania w obiegu dolnego stopnia i górnego stopnia

$$l_{tn} = h_2 - h_1 = 127 \text{ kJ/kg}$$

$$l_{tg} = h_4 - h_3 = 148 \text{ kJ/kg}.$$

3. Masowe natężenie przepływu czynnika

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_{on}} = 0,1102 \text{ kg/s}$$

4. Moc teoretyczna sprężania dolnego i górnego stopnia

$$N_{tn} = \dot{m} \cdot l_{tn} = 13,99 \text{ kW}$$

$$N_{tg} = \dot{m} \cdot l_{tg} = 16,31 \text{ kW}.$$

5. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarek (stopni sprężarek)

$$V_{tn} = \dot{m} \cdot v_1 = 6,887 \text{ m}^3/\text{s} = 247,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{tg} = \dot{m} \cdot v_3 = 2,567 \text{ m}^3/\text{s} = 92,43 \text{ m}^3/\text{h}.$$

6. Wydajności cieplne aparatów: skraplacza, dochładzacza, chłodnicy międzystopniowej

$$Q_k = \dot{m} \cdot (h_4 - h_5) = 134,3 \text{ kW}$$

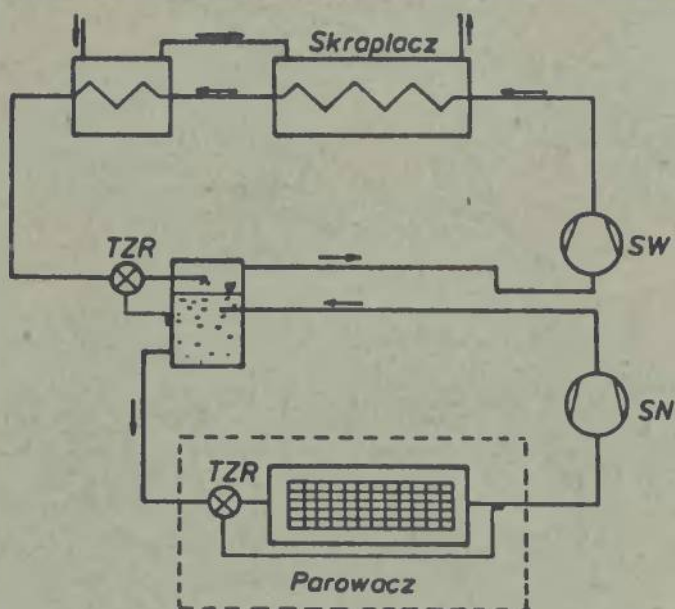
$$Q_d = \dot{m} \cdot (h_5 - h_6) = 5,1 \text{ kW}$$

$$Q_{ChM} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) = 12,0 \text{ kW}.$$

Przykład 2.

Obliczyć wydajność objętościową i moc sprężarek w obiegu dwustopniowym z dwustopniowym dławieniem czynnika z dochłodzeniem wodnym ciekłego czynnika, pracujących zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 58. Wydajność chłodniczą i pozostałe parametry pracy przyjąć jak w przykładzie 1. Schemat obiegu na wykresie lgp-h pokazano na rysunku 59.

Z wykresu NH_3 odczytano wartość entalpii w punkcie 8 $h_8 = 150 \text{ kJ/kg}$.



Rys. 58 Schemat urządzenia chłodniczego dwustopniowego z dwustopniowym dławieniem

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza stopni

$$q_{on} = h_1 - h_8 = 1206 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{ow} = h_3 - h_6 = 1117 \text{ kJ/kg}.$$

2. Jednostkowa praca sprężania

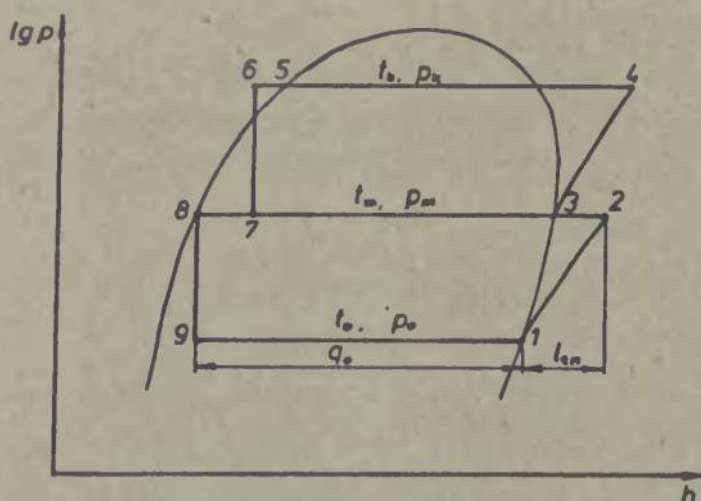
$$l_{tn} = 127 \text{ kJ/kg}$$

$$l_{tw} = 148 \text{ kJ/kg}.$$

3. Masowe natężenie przepływu czynnika w obu stopniach

$$\dot{m}_n = \frac{Q_o}{q_{on}} = 0,0995 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_w = \frac{h_2 - h_8}{q_{ow}} \cdot \dot{m}_n = 0,1196 \text{ kg/s}.$$



Rys. 59 Schemat obiegu dwustopniowego z dwustopniowym dławieniem i pełnym międzystopniowym dochłodzeniem

4. Moc teoretyczna sprężania stopni

$$N_{tn} = \dot{m}_n \cdot l_{tn} = 12,64 \text{ kW}$$

$$N_{tw} = \dot{m}_w \cdot l_{tw} = 17,70 \text{ kW}.$$

5. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarek

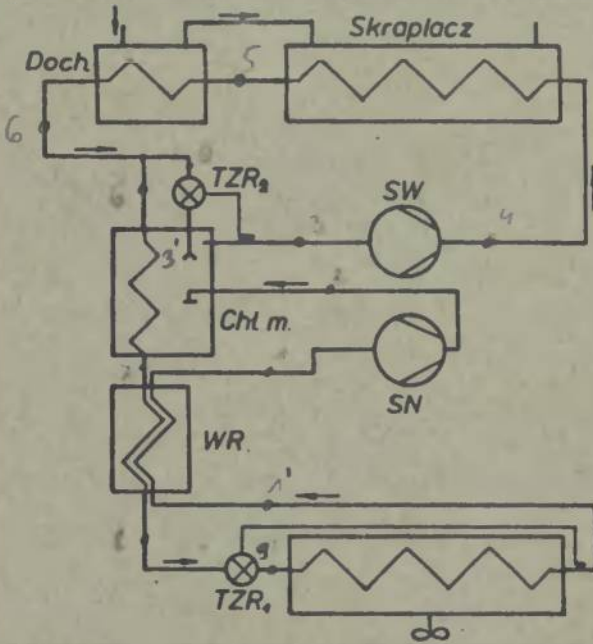
$$V_{tn} = \dot{m}_n \cdot v_1 = 6,2187 \text{ m}^3/\text{s} = 223,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{tw} = \dot{m}_w \cdot v_3 = 2,787 \text{ m}^3/\text{s} = 100,3 \text{ m}^3/\text{h}.$$

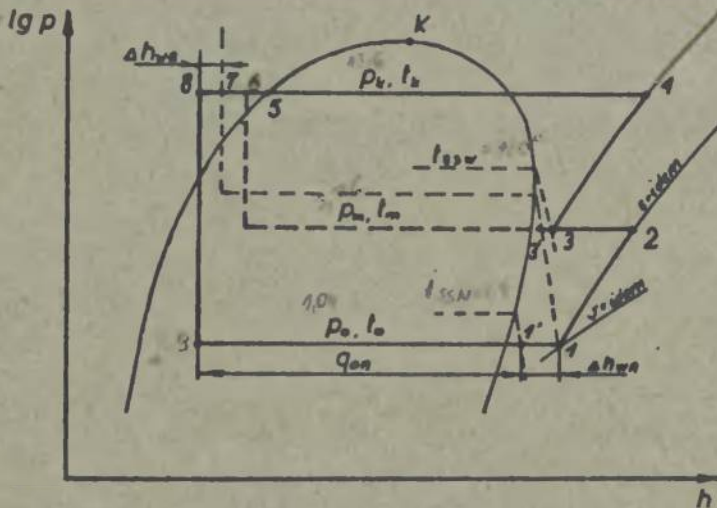
Jak stąd wynika, zastąpienie dochłodzenia wodnego par czynnika dochłodzeniem w chłodnicy międzystopniowej powoduje zwiększenie ilości krążącego czynnika w górnym stopniu i zmiany w zużyciu wody oraz objętości skokowej wysokiego stopnia sprężarek przy analogicznych pozostałych parametrach.

Przykład 3.

Obliczyć wydajność skokową i moc sprężarki w obiegu dwustopniowym z dwustopniowym dławieniem oraz dochłodzeniem ciekłego czynnika, pracującej zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 60. Wyznaczyć wydajności cieplne aparatów przy następujących założeniach: czynnik chłodniczy R-22.



Rys. 60 Schemat urządzenia dwustopniowego z dwustopniowym dławieniem na R-22



Rys. 61 Obieg dwustopniowy z dławieniem dwustopniowym i regeneracją ciepła

$$\begin{aligned}
 Q_0 &= 1946 \text{ kW}, \\
 t_0 &= -45^\circ\text{C}, \\
 t_k &= +35^\circ\text{C}, \\
 t_d &= 30^\circ\text{C}, \\
 t_{\text{sen}} &= 0^\circ\text{C} \text{ (przegrzanie - regeneracja w dolnym stopniu)}, \\
 t_{\text{ssw}} &= +20^\circ\text{C} \text{ (przegrzanie-straty)}, \\
 \Delta t_{\text{ZR1}} &= 5 \text{ K}, \\
 \Delta t_{\text{ZR2}} &= 8 \text{ K}, \\
 \eta_{\text{WR}} &= 1, \\
 p_k &= 13,6 \text{ bar}, \\
 p_0 &= 1,04 \text{ bar}, \\
 p_m &= \sqrt{p_k \cdot p_0} = 3,76 \text{ bar}, \quad t_m = -8^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Z wykresu R-22 odczytano wartości entalpii

$$\begin{aligned}
 h_{1,} &= 1025 \text{ kJ/kg} \\
 h_1 &= 1047 \text{ kJ/kg} \\
 h_2 &= 1083 \text{ kJ/kg} \\
 h_{3,} &= 1042,5 \text{ kJ/kg} \\
 h_3 &= 1055 \text{ kJ/kg} \\
 h_4 &= 1090 \text{ kJ/kg} \\
 h_5 &= 877 \text{ kJ/kg} \\
 h_6 &= 872 \text{ kJ/kg} \\
 h_7 &= 835 \text{ kJ/kg} \\
 h_8 &= h_7 - \Delta h_{\text{WR}} = 813 \text{ kJ/kg} \\
 v_1 &= 0,203 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 v_3 &= 0,069 \text{ m}^3/\text{kg}.
 \end{aligned}$$

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$q_{0n} = h_{1,} - h_8 = 212 \text{ kJ/kg}.$$

2. Jednostkowa praca sprężania stopni

$$l_{\text{tn}} = h_2 - h_1 = 36 \text{ kJ/kg}$$

$$l_{\text{tw}} = h_4 - h_3 = 45 \text{ kJ/kg}.$$

3. Masowe natężenie przepływu czynnika stopni

$$\dot{m}_n = \frac{Q_o}{q_{on}} = 9,179 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_n \frac{(h_2 - h_{3'}) + (h_6 - h_7)}{h_{3'} - h_6} = 13,351 \text{ kg/s}$$

4. Moc teoretyczna sprężania stopni

$$N_n = \dot{m}_n \cdot l_{tn} = 330,4 \text{ kW}$$

5. Teoretyczna wydajność objętościowa stopni

$$V_{tn} = \dot{m}_n \cdot v_1 = 1,8633 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{tw} = \dot{m}_w \cdot v_3 = 0,9212 \text{ m}^3/\text{s}$$

6. Wydajności cieplne aparatów: skraplacza, dochładzacza chłodnicy

międzystopniowej i wymiennika regeneracyjnego.

$$Q_k = \dot{m}_w \cdot (h_4 - h_5) = 2843,8 \text{ kW},$$

$$Q_d = \dot{m}_w \cdot (h_5 - h_6) = 66,76 \text{ kW},$$

$$Q_{CH} = \dot{m}_n \cdot [(h_2 - h_{3'}) + (h_6 - h_7)] = 711,4 \text{ kW},$$

$$Q_{WR} = \dot{m}_n \cdot (h_7 - h_8) = 201,9 \text{ kW}.$$

Przykład 4.

Obliczyć wydajność objętościową i moc sprężarek w obiegu kaskadowym dwustopniowym pracującym zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 62. Wyznaczyć wydajności cieplne aparatów przy następujących założeniach:

czynnik R-22 górna kaskada,

czynnik R-13 dolna kaskada,

$$t_o = -70^\circ\text{C},$$

$$t_k = +25^\circ\text{C},$$

$$t_d = 20^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{ZR1} = 5 \text{ K},$$

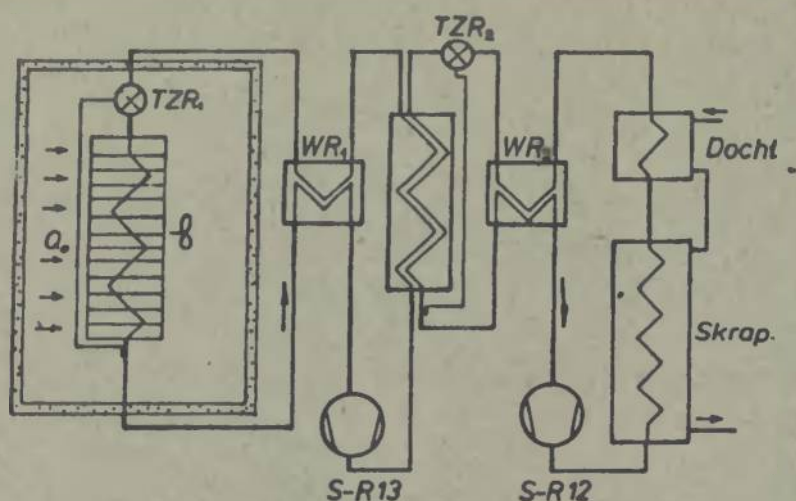
$$\Delta t_{ZR2} = 5 \text{ K},$$

$$t_{ssg} = 10^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura na ssaniu sprężarki górnej kaskady}),$$

$$t_{ssd} = -30^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura na ssaniu sprężarki dolnej kaskady}),$$

$$Q_o = 1,19 \text{ kW},$$

$$q_{WR1,2} = 0,8.$$

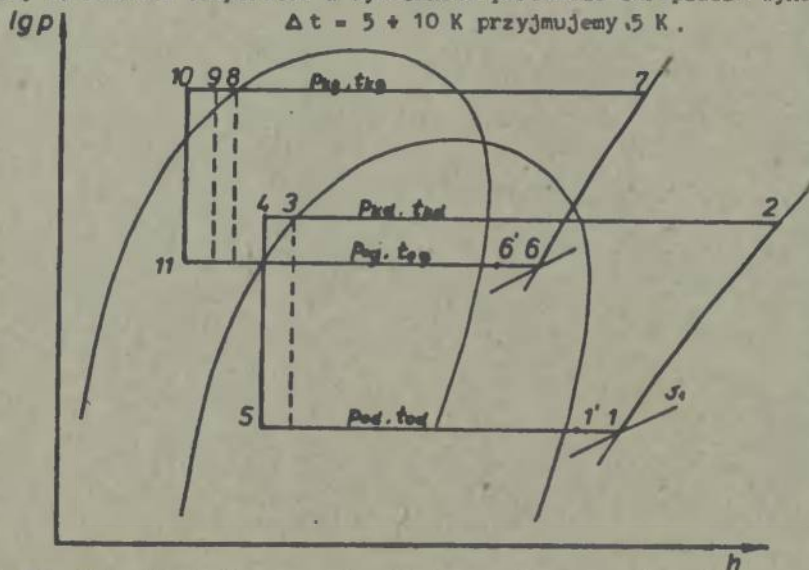


Rys. 62 Schemat urządzenia dwustopniowego kaskadowego R12/R13

Przy obliczaniu urządzenia kaskadowego w celu wyznaczenia parametrów pośrednich - skraplania dolnej kaskady, - parowania górnej części kaskady zakładamy, że musi zachodzić warunek

$$\frac{P_{kg}}{P_{og}} \approx \frac{P_{kd}}{P_{od}}$$

oraz, że różnica temperatur w wymienniku parowaczo-skraplacza wynosi $\Delta t = 5 + 10 \text{ K}$ przyjmujemy 5 K .



Rys. 63 Obieg kaskadowy na wykresie lgp-h dla freonów 12/13

Stąd dobieramy parametry obiegów dla wartości złożonych temperatur

$$t_{og} = -30^{\circ}\text{C} \quad \text{odczyt ciśnień} \quad p_{kg} = 10,4 \text{ bar}, \quad p_{kd} = 9,8 \text{ bar}$$

$$p_{og} = 1,82 \text{ bar}, \quad p_{od} = 1,9 \text{ bar}$$

$$t_{kd} = -25^{\circ}\text{C}$$

$$\frac{p_{kg}}{p_{og}} = 5,7 \quad \text{oraz} \quad \frac{p_{kd}}{p_{od}} = 5,2$$

Wartości entalpii odczytane z wykresu

R-13

$$h_{1,1} = 1012,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 1033,0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1068 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 912 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 - \varphi_{WR} \Delta h_{WR} = 896 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1 = 0,105 \text{ m}^3/\text{kg}$$

R-22

$$h_{6,1} = 1033 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 1052,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = 1108 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = 865 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = h_9 - \varphi_{WR} \Delta h_{WR} = 842 \text{ kJ/kg}$$

$$v_6 = 0,162 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$q_{og} = h_{6,1} - h_{10} = 191 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{od} = h_{1,1} - h_4 = 116,5 \text{ kJ/kg}$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_{tg} = h_7 - h_6 = 55,5 \text{ kJ/kg}$$

$$l_{td} = h_2 - h_1 = 35 \text{ kJ/kg}$$

3. Natężenie przepływu czynnika chłodniczego

$$\dot{m}_d = \frac{Q_o}{q_{od}} = 1,0214670^{-2} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_d \cdot \left(\frac{h_2 - h_3}{q_{og}} \right) = 8,34281 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

4. Wydajność objętościowa sprężarki

$$V_{td} = \dot{m}_d \cdot v_1 = 1,07253 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 3,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{tg} = \dot{m}_g \cdot v_6 = 1,3515 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 4,866 \text{ m}^3/\text{h}$$

5. Moc teoretyczna sprężarki

$$N_{td} = \dot{m}_d \cdot l_{td} = 0,3575 \text{ kW}$$

$$N_{tg} = \dot{m}_g \cdot l_{tg} = 0,463 \text{ kW}$$

6. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu kaskadowego

$$\varepsilon_t = \frac{q_{od}}{1_{td} + \left(\frac{h_2 - h_3}{q_{og}} \right) 1_{tg}} = 1,45$$

7. Wydajności cieplne aparatów: skraplacza wodnego, dochładzacza wymienników regeneracyjnych oraz parowaczo-skraplacza

$$Q_{kg} = \dot{m}_g (h_7 - h_8) = 2,03 \text{ kW},$$

$$Q_{dw} = \dot{m}_g (h_8 - h_9) = 0,06 \text{ kW},$$

$$Q_{WR2} = \dot{m}_g (h_9 - h_{10}) = 0,13 \text{ kW},$$

$$Q_{kd} = Q_{og} = \dot{m}_d (h_2 - h_3) = 1,59 \text{ kW},$$

$$Q_{WR1} = \dot{m}_d (h_3 - h_4) = 0,16 \text{ kW}.$$

Zadania do samodzielnego rozwiązania.

Zadanie 1.

Obliczyć wydajność objętościową i moc silnika sprężarki tłokowej pracującej w obiegu teoretycznym suchym nasyconym. Sprężarka pracuje zgodnie ze schematem obiegu przedstawionym na rysunku 44.

Parametry pracy obiegu $t_o = -70^\circ\text{C}$, $t_k = -20^\circ\text{C}$, freon R13, $Q_o = 1 \text{ kW}$.

Odpowiedź: $V_t = 3,30 \text{ m}^3/\text{h}$, $N_t = 0,3456 \text{ kW}$.

Zadanie 2.

Obliczyć wydajność objętościową oraz moc silnika sprężarki pracującej w obiegu przegrzanym z dochłodzeniem. Występują tu straty - przegrzanie na ssaniu pomiędzy parowaczem a sprężarką. Obieg z freonem 502 realizowany jest zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 50.

Parametry pracy obiegu $t_o = -30^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$, $t_d = 20^\circ\text{C}$, przegrzanie TZR - $\Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$, temperatura na ssaniu sprężarki $t_{ss} = +10^\circ\text{C}$, $Q_o = 3 \text{ kW}$.

Odpowiedź: $V_t = 9,84 \text{ m}^3/\text{h}$, $N_t = 1,07 \text{ kW}$.

Zadanie 3.

Obliczyć wydajność chłodniczą oraz moc silnika sprężarki pracującej w obiegu z regeneracją ciepła dla freonu 13, przy następujących założeniach:

wydajność objętościowa $V_t = 230 \text{ m}^3/\text{h}$, $t_o = -70^\circ\text{C}$, $t_k = -30^\circ\text{C}$, $t_d = -35^\circ\text{C}$.

Sprawność wymiennika regeneracyjnego $\eta_{WR} = 0,85$, przegrzanie $T_{ZR} - \Delta t_{ZR} = 5K$, $t_{ss} = -45^{\circ}C$.

Odpowiedź: $Q_o = 79,7 \text{ kW}$; $N_t = 19,1 \text{ kW}$.

Zadanie 4.

Obliczyć wydajność objętościową stopni oraz moc całkowitą sprężarki w obiegu dwustopniowym z jednostopniowym dławieniem, oraz regeneracją ciepła w dolnym stopniu dla freonu 502. Schemat urządzenia chłodniczego jest zbliżony do przedstawionego na rysunku 56 plus wyposażenie dolnego stopnia w wymiennik regeneracyjny. W urządzeniu tym następuje wodne dochłodzenie cieczy w dochładzaczu oraz pełne międzystopniowe dochłodzenie w CH.M, przy następujących założeniach:

$t_o = -45^{\circ}C$, $t_k = 30^{\circ}C$, $t_d = 20^{\circ}C$.

Całkowita wydajność jest osiągana w dolnym stopniu $Q_o = 42 \text{ kW}$, $\eta_{WR} = 0,8$, w dolnym stopniu temperatura par zasysanych wynosi $t_{ss} = 0^{\circ}C$, $\Delta t_{ZR} = 5K$.

Odpowiedź:

$V_{tn} = 230,4 \text{ m}^3/h$; $V_{tg} = 60 \text{ m}^3/h$; $N_{tc} = 18 \text{ kW}$.

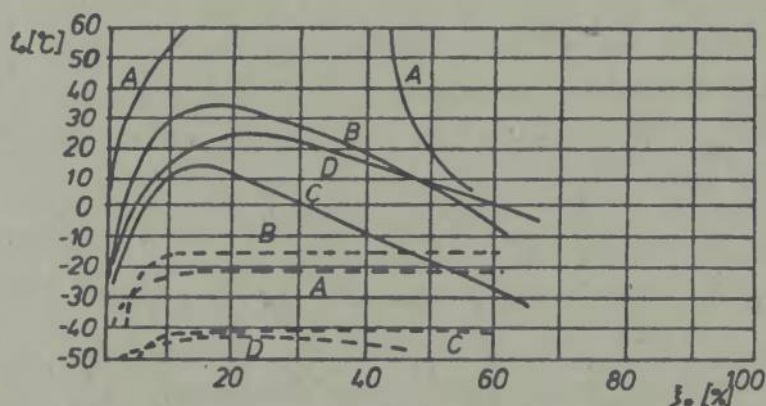
3. OLEJ W OBIEGACH CHŁODNICZYCH

Unoszenie oleju podczas pracy sprężarek tłokowych stanowi ważny problem. Wynika to głównie z faktu istotnego wpływu na procesy przejmowania ciepła podczas wrzenia i skraplania czynnika. Rozwiązanie go w praktyce zależy od rodzaju stosowanego czynnika chłodniczego i oleju. Dla czynników, które się nie mieszają z olejem, zapewnić się w urządzeniach możliwość spustu w punktach jego ewentualnego gromadzenia oraz stosuje sprawne odolejacz z automatycznym powrotem oleju do skrzyni korbowej. W urządzeniach na czynniki chlorowcopochodne zapewnia się nieprzerwane wymuszone unoszenie oleju przez czynnik w instalacji (niezależnie do stosowania odolejaczy) aż do przewodu ssawnego, gdzie nastąpi jego rozdzielenie i odprowadzenie do skrzyni korbowej.

W dalszej części rozpatrywany będzie głównie wpływ oleju na czynniki chlorowcopochodne a w szczególności dla R-12. W czasie pracy urządzenia, w wyniku procesów mieszania i absorpcji, następuje wzajemne rozpuszczanie się oleju i czynnika chłodniczego, przy czym powstały roztwór jest zarówno czynnikiem roboczym jak i smarującym. Właściwości roztworu w zależności od jego stężenia będą różne od właściwości czystych składników. W poszczególnych częściach składowych urządzenia chłodniczego stężenia składników będą się różnić między sobą. Tak więc podczas krążenia roztworu w obiegu nieunikniona jest zmiana stężenia a zatem i zmiana właściwości. Stopień rozpuszczalności z olejami czynników chlorowcopochodnych w zakresie temperatur i ciśnień stosowanych w urządzeniach chłodniczych jest zależny od rodzaju stosowanego czynnika chłodniczego i oleju. Ogólnie możemy podzielić czynniki chłodnicze na trzy grupy:

- o ograniczonej rozpuszczalności w olejach (R-13- R-14),
- o nieograniczonej rozpuszczalności (R-11, R-12, R-21),
- o pośredniej rozpuszczalności (o ograniczonej rozpuszczalności w określonym przedziale temperatury R-22, R-114, R-502).

Krzywe rozpuszczalności według Melcera (ryś. 64) obrazują jak znaczny wpływ posiada rodzaj użytego oleju, powoduje przejście czynnika z jednej do drugiej grupy.



Rys. 64. Krzywe rozwarstwienia i obszar niemieszalności roztworów freonów z olejami; C, D - naftenowymi, B - naftenowo-parafinowymi, A - parafinowymi - - - - - freon - 12; — — — — — freon - 22

Niezależnie od typu i rozwiązania sprężarki tłokowej (pomijając rozwiązanie specjalne) czy też rodzaju użytego oleju jest rzeczą oczywistą, że pewna część oleju przedostanie się poza obręb tłoka i z parami czynnika znajdzie sobie drogę do pozostałych części systemu.

Panują różne opinie na temat zawartości oleju w roztworze. Badykies [8] podaje, że wynosi ona od 5 % do 15 % dla małych urządzeń hermetycznych, Koskin [45] od 0,15 - 0,8 %, Melcer [54] 5 ÷ 10 % a Warozak [93] sądzi, że utrzymuje się w granicach 2 ÷ 10 %. Dlatego też niezależnie od koncentracji oleju w roztworze ważne jest, aby olej ten wszedł do sprężarki, gdyż inaczej, akumulując się w systemie, może spowodować awarię. Użycie odolejacza ogranicza częściowo ilość oleju przedostającego się do systemu lecz należy pamiętać, iż jego sprawność jest niższa od 100 %.

Proces unoszenia oleju w sprężarce przebiega następująco: para czynnika chłodniczego stykając się ze ściankami cylindra porywa drobne kro-

pelki oleju o rozmiarach $5 \pm 50 \mu$ i unosi je do przewodu tłocznego. Część oleju odparowuje, gdyż w cylindrze panują wysokie temperatury [55], [56]. Pary oleju, pary czynnika oraz krople oleju płyną razem przewodem tłocznym, gdzie wskutek ochłodzenia olej skrapla się i tworzy większe krople. Szczególnie me to miejsce w urządzeniach wyposażonych w odolejacz. Ilość unoszonego oleju zależy od prędkości przepływu, temperatury panującej w cylindrze oraz rodzaju stosowanego oleju.

Zdolność unoszenia kropeł w zależności od ich wielkości, gęstości pary i jej temperatury przedstawiono w tabeli poniżej według [93]. Ukazano w niej również wpływ temperatury tłoczenia na odparowanie oleju marki "Friguz".

Tabela 4.

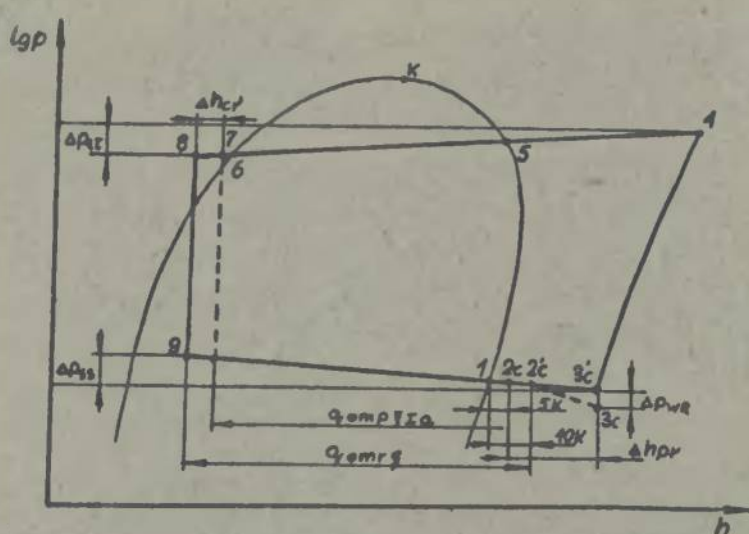
Prędkości unoszenia kropeł oraz stopień odparowania oleju w zależności od temperatury według [93]

Średnica kropeł	Prędkość unoszenia	Temp. tłocz. czynnika	Ilość odparowanego oleju
mm	m/s	°C	%
1	2	3	4
0,05	0,09	80	3
0,1	0,2	100	8
0,2	0,46	120	16
0,4	0,92	140	35
1	2,1		

Prędkości te wyznaczono obliczeniowo dla przegrzanej pary NH_3 - R-717 o temperaturze $t_{t1} = 100^\circ\text{C}$ i $p = 12 \text{ ata}$, co jest równoważne parom freonu R-12 o temperaturze $t_{t1} = 60^\circ\text{C}$ i ciśnieniu $p = 8 \text{ ata}$.

3.1. Wpływ oleju na właściwą wydajność chłodniczą

Dalej analizowany będzie przykład wpływu rozpuszczalności oleju z freonem R-12 w obiegu z regeneracją ciepła. Na rysunku 65 przedstawiono na wykresie lgp-h obieg z regeneracją ciepła z uwzględnieniem strat ciśnienia.



Rys. 65 Obieg chłodniczy z regeneracją ciepła i stratami ciśnienia po stronie ssania i tłoczenia

Rozpatrywany obieg z regeneracją ciepła i stratami z uwzględnieniem rozpuszczalności freonu w oleju najłatwiej jest analizować korzystając z wykresu h - ξ Merkla dla R-12. Wykres opracowany przez Bambacha dotyczy freonu R-12 i oleju mineralnego na podstawie parafin. W literaturze brak jest innych tego rodzaju wykresów, wiadomo też, że są prowadzone prace nad mieszaninami różnych freonów z olejami [57], [61]. Celem określenia szkodliwego wpływu oleju na wydajność chłodniczą, prześledzimy to na następującym przykładzie.

Stan ciekłego roztworu o temperaturze $+25^{\circ}\text{C}$ oraz stężeniu freonu $\xi_1 = 0,90$ przed zaworem dławiącym określa położenie punktu 8 (rys. 66). Ze względu na dużą różnicę normalnej temperatury wrzenia oleju i freonu, pary oleju praktycznie biorąc nie posiadają własnego ciśnienia cząstkowego dlatego można przyjąć, że przy stosunkowo niskiej temperaturze stężenie par freonu w fazie gazowej wyniesie 100% [6]. Jednocześnie, ponieważ przemiana dławienia jest izentalpowa, musi zachodzić warunek:

$$m_{r8} \cdot h_8 = m_{9c} \cdot h_{9c} + m_{9p} \quad (89)$$

gdzie:

- $m_{r\xi}$ - masa roztworu określona temperaturą t_B i koncentracją ξ_B , (kg)
- m_{9c} - masa ciekłego roztworu po zdławieniu do ciśnienia p_0 , (kg)
- m_{9p} - masa odparowanego czynnika z roztworu po zdławieniu do ciśnienia p_0 , (kg)
- h_B - entalpia ciekłego roztworu przed zdławieniem określona temperaturą t_B i koncentracją ξ_B , (kJ/kg)
- h_{9c} - entalpia ciekłego roztworu po zdławieniu do ciśnienia p_0 (kJ/kg)
- h_{9p} - entalpia pary nasyconej czynnika określona ciśnieniem p_0 , (kJ/kg).

Ponieważ

$$m_{r\xi} = m_{9c} + m_{9p} \quad (90)$$

Jednocześnie masa wydzielonej wskutek dławienia pary

$$m_{9p} = \xi_B m_r - \xi_{9c} (m_r - m_{9p}) \quad (91)$$

i po przekształcaniu otrzymamy

$$m_{9p} = m_{r\xi} \left(\frac{\xi_B - \xi_{9c}}{1 - \xi_{9c}} \right), \quad (92)$$

następnie podstawiając do wzoru (89) otrzymamy

$$h_B = h_{9c} \left(1 - \frac{\xi_B - \xi_{9c}}{1 - \xi_{9c}} \right) + h_{9p} \left(\frac{\xi_B - \xi_{9c}}{1 - \xi_{9c}} \right), \quad (93)$$

co jest szczególnym przypadkiem ogólnej zależności określającej entalpie układu dwufazowego [32].

$$h = h_c \left(1 - \frac{\xi_1 - \xi_2}{1 - \xi_2} \right) + h_p \left(\frac{\xi_1 - \xi_2}{1 - \xi_2} \right) \quad (94)$$

h_c - entalpia ciekłego roztworu o koncentracji ξ_2 i danym ciśnieniu i temperaturze, (kJ/kg)

- h_p - entalpia par czynnika, przy ciśnieniu i temperaturze roztworu, (kJ/kg)
- ξ_1 - koncentracja początkowa czynnika w ciekłym roztworze w układzie jednofazowym, (kg/kg)
- ξ_2 - koncentracja końcowa czynnika w ciekłym roztworze w układzie dwufazowym dla stanu, przy którym jest określona końcowa wartość entalpii, (kg/kg).

Stan roztworu po zdławieniu wyznaczamy w miejscu przecięcia się prostej poprowadzonej przez punkty: 9_p leżący na osi rzędnych na wysokości punktu 9_{pp} określonego stanem pary suchej nasyczonej przy ciśnieniu p_0 , oraz punkt 8 z izobarą $p_0 = 1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ otrzymując punkt 9_c o udziale masowym czynnika $\xi_{9c} = 0,85$.

W zależności od końcowej temperatury wrzenia roztworu w parowaczu proces kończy się w punkcie $2c$ o temperaturze $t_2 = -25^\circ\text{C}$, co odpowiada udziałowi masowemu $\xi_2 = 0,38$ lub w punkcie $2c$ o temperaturze $t_2 = -20^\circ\text{C}$ i udziale masowym $\xi_2 = 0,21$. Entalpię mieszaniny pary i pozostałości ciekłego roztworu na wyjściu z parowacza określimy znajdując punkt 2 lub $2'$ leżące w miejscu przecięcia się linii łączącej punkty $2c$ lub $2c'$ z punktami $2p$ lub $2p'$ leżącymi na osi rzędnych na wysokości punktów 2_{pp} lub $2p'p$ określonych stanem pary wydzielonej z roztworu o ciśnieniu p_0 oraz temperaturą końca wrzenia t_2 lub t_2' , z prostą $\xi_8 = \text{idem}$. Wyznaczenie punktu 3 w obiegu z regeneracją ciepła przebiega analogicznie.

Koncentracja czynnika w roztworze dopływającym do wymiennika regeneracyjnego wywiera istotny wpływ na ilość wymienionego w nim ciepła. W rozpatrywanym przykładzie założono wyjątkowo niekorzystne warunki, niskie ciśnienie wrzenia $p_0 = 1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ bardzo małe przegrzanie $\Delta t_2 = 5\text{K}$ czemu odpowiada $\sim 7\%$ początkowej masy nieodparowanego freonu na wyjściu z parowacza tym samym dla freonów R-12, 13, 22 i 502 $W_p < W_0$. Sytuacja ta uległaby zmianie z chwilą zwiększenia się początkowego udziału oleju w roztworze oraz gdyby przegrzanie było dużo niższe.

Zakładając, że procesy zachodzące w trakcie wrzenia roztworu są bliskie stanu równowagi oraz proces wrzenia zachodzi przy stałym ciś-

nieniu i temperaturze, to stopień suchości pary x określimy z zależności:

$$x = \frac{m_p}{m_{cz}} [-] \quad (95)$$

gdzie:

m_p - masa pary suchej nasyconej, (kg)

m_{cz} - całkowita masa pary wilgotnej, (kg).

Przy określaniu stopnia suchości pary dla punktu 2 (rys. 66) korzystamy z zależności

$$m_p = m_r \xi \frac{\xi_8 - \xi_2}{1 - \xi_2} \quad i \quad m_{cz} = \xi_8 m_r$$

$$x_2 = \frac{\xi_8 - \xi_2}{\xi_8(1 - \xi_2)}, \quad (96)$$

gdzie:

ξ_2 - koncentracja czynnika w ciekłym roztworze na wylocie z parowacza w obiegu z regeneracją ciepła i stratami, (kg/kg)

ξ_8 - początkowa koncentracja czynnika w ciekłym roztworze przed zaworem dławiącym w obiegu z regeneracją ciepła i stratami, (kg/kg)

a entalpia mieszaniny stąd

$$h_2 = h_{2c} (1 - \xi_8 x_2) + h_{2p} \xi_8 x_2, \quad (97)$$

gdzie:

h_{2c} - entalpia właściwa ciekłego roztworu określona ciśnieniem p_0 , temperatura t_2 i końcowa koncentracja ξ_2 (J/kg)

h_{2p} - entalpia właściwa pary przegrzanej określona ciśnieniem p_0 , temperaturą t_2 , (J/kg).

Właściwa wydajność chłodnicza masowa obiegu teoretycznego przegrzanego (uwaga: bez dochłodzenia, w obiegu przyjęto parametry punktu przed TZR jak w obiegu z regeneracją)

$$q_{\text{omp}} \xi_I = h_{2c} (1 - \xi_B x_2) + h_{2p} \cdot \xi_B x_2 - h_B \quad (98)$$

lub

$$q_{\text{omp}} \xi_I = \frac{\xi_B - \xi_2}{1 - \xi_2} (h_{2p} - h_{2c}) + h_{2c} - h_B, \quad (99)$$

gdzie:

h_B - entalpia właściwa ciekłego roztworu przed TZR w obiegu przegrzany (bez dochłodzenia) oraz w obiegu z regeneracją ciepła określona temperaturą t_B i koncentracją ξ_B (J/kg).

Zwiększenie przegrzania czynnika w parowaczu powoduje wzrost właściwej wydajności chłodniczej; określa nam to położenie punktu 2' na rysunku 66.

$$q_{\text{omp}} \xi_{II} = h_{2',c} (1 - \xi_B x_2) + h_{2',p} \xi_B x_2 - h_B > q_{\text{omp}} \xi_I \quad (100)$$

lub

$$q_{\text{omp}} \xi_{II} = \frac{\xi_B - \xi_2}{1 - \xi_2} (h_{2',p} - h_{2',c}) + h_{2',c} - h_B \quad (101)$$

Przy określaniu właściwej wydajności chłodniczej w odrębnym obiegu teoretycznym z regeneracją ciepła, nie uwzględniając sprawności wymiennika ciepła, możemy napisać (uwaga: występuje tu dochłodzenie w dochładzaczu i wymienniku regeneracyjnym patrz rys. 65):

$$q_{\text{omr}} \xi = h_{3c} (1 - \xi_B x_3) + h_{3p} \xi_B x_3 - h_7 \quad (103)$$

lub

$$q_{\text{omr}} \xi = \frac{\xi_B - \xi_3}{1 - \xi_3} (h_{3p} - h_{3c}) + h_{3c} - h_7, \quad (104)$$

gdzie:

h_7 - entalpia właściwa ciekłego roztworu w obiegu z regeneracją za dochładzaczem a przed wymiennikiem regeneracyjnym określono koncentrację ξ_B i temperaturą t_7

h_{3c} - entalpia właściwa ciekłego roztworu określona ciśnieniem p_0 , temperaturą t_3 i końcową koncentracją ξ_3 za wymiennikiem regeneracyjnym, (J/kg)

h_{3p} - entalpia właściwa pary przegrzanej określona ciśnieniem p_0 i temperaturą t_3 za wymiennikiem regeneracyjnym, (J/kg)

X_3 - stopień suchości pary za wymiennikiem regeneracyjnym.

Po uwzględnieniu sprawności wymiennika ciepła otrzymany

$$q_{omr\xi} = q_{omp\xi} I_a + \Delta h_{cr}^x = q_{omp\xi} I_a + \eta_w \cdot \Delta h_{pr} \quad (105)$$

$$q_{omr\xi} = q_{omp\xi} I_a + \eta_w [h_{3c} (1 - \xi_8 X_3) + h_{3p} \xi_8 X_3 - h_{2c} (1 - \xi_8 X_2) - h_{2p} \xi_8 X_2] \quad (106)$$

lub

$$q_{omr\xi} = q_{omp\xi} I_a + \eta_w \left[\frac{\xi_8 - \xi_3}{1 - \xi_3} (h_{3p} - h_{3c}) + h_{3c} - \frac{\xi_8 - \xi_2}{1 - \xi_2} (h_{2p} - h_{2c}) - h_{2c} \right]. \quad (107)$$

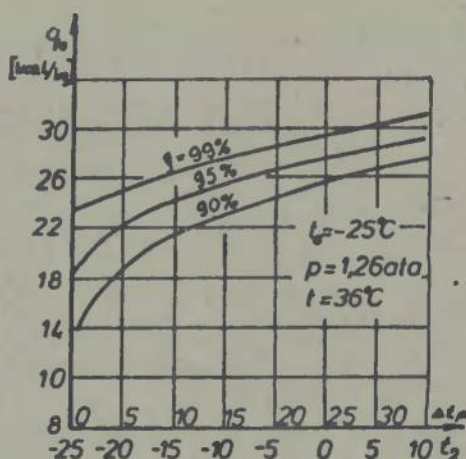
Nie popełnimy wielkiego błędu pomijając ciepło określające entalpie pozostałości roztworu na wyjściu z wymiennika regeneracyjnego jak również pomijając X_3 , który bardzo niewiele różni się od jedności, stąd

$$q_{omr\xi} = q_{omp\xi} I_a + \eta_w [\xi_8 (h_{3p} - h_{2p} X_2) - h_{2c} (1 - \xi_8 X_2)]. \quad (108)$$

Jak wynika z przeprowadzonej analizy, istotną rolę w obiegu olejowo-freonowym odgrywa wielkość przegrzania par na wyjściu z parowacza. Ze wzrostem przegrzania rośnie właściwa wydajność chłodnicza szczególnie przy wyższej koncentracji oleju w roztworze.

Wyniki obliczeń Melcera [54] przedstawiono na rysunku 67 (w kcal/kg.)

Wyniki obliczeń Bambacha [7] względnego zaniejszenia właściwej wydajności chłodniczej przedstawiono w tabeli 5 dla ciśnienia $p_0 = 0,8$ ata i $t_k = 25^\circ\text{C}$, ($t_0 = -35,5^\circ\text{C}$ temperatura wrzenia czystego freonu) przy założeniu wydajności chłodniczej czystego freonu jako 100 %.



Rys. 67 Zależność wydajności chłodniczej w obiegu olej-freon 12 od temperatury przegrzania według [34]

Tabela 5.

Względne zmniejszenie właściwej wydajności chłodniczej roztworu olejowo-freonowego dla temperatury końca wrzenia w parowaczu

Kon- cen- tra- cja oleju%	$P = q_{om} \xi / q_{om} \quad \%$						
	Temperatura końca wrzenia $t_2^{\circ} \text{C}$						
	-35	-30	-20	-10	0	20	40
1,00	100	100	100	100	100	100	100
0,98	89,4	95,6	96,8	97,2	97,5	98,2	98,6
0,94	67,1	86,4	90,0	91,3	92,2	94,0	95,5
0,90	45,1	77,0	83,2	85,2	86,9	90,0	92,3
0,80	-	52,3	64,8	69,1	72,6	78,6	83,5

3.2. Zadania i obliczenia

Przykład 1.

Obliczyć właściwą wydajność chłodniczą w obiegu chłodniczym przegrzany bez dochłodzenia. Koncentracja czynnika w roztworze przed zaworem rozprężnym $\xi_p = 0,90$, parametry pracy obiegu

$$P_0 = 1,0 \text{ bar.}$$

$$t_0 = -30^\circ\text{C} \text{ - ciśnienie i temperatura wrzenia,}$$

$$t_8 = +25^\circ\text{C} \text{ - temperatura roztworu przed zaworem rozprężnym}$$

$$t_2 = -25^\circ\text{C} \text{ - końcowa temperatura wrzenia, na wylocie z parowacza } \Delta t_{ZR} = 5\text{K},$$

$$t_{2'} = -20^\circ\text{C} \text{ - końcowa temperatura wrzenia na wylocie z parowacza } \Delta T_{ZR} = 10\text{K}.$$

Porównać z wydajnością czystego czynnika dla przyjętych przegrzań pary $\Delta t_{ZR} = 5$ i 10 K . Przebieg procesu przedstawiono graficznie na rysunku 66.

Odczyty z wykresu Bambacha i lgp-h - R-12.

$$\xi_{K2} = 0,38 \text{ - końcowa koncentracja czynnika w roztworze na wylocie parowacza } (\Delta t_{ZR} = 5\text{K}),$$

$$\xi_{K2'} = 0,21 \text{ - końcowa koncentracja czynnika w roztworze na wylocie z parowacza } (\Delta t_{ZR} = 10 \text{ K}),$$

$$h_{2c} = 93,9 \text{ kcal/kg - entalpia ciekłego roztworu na wylocie z parowacza } (\Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}),$$

$$h_{2',c} = 94,7 \text{ kcal/kg - entalpia ciekłego roztworu na wylocie z parowacza } (\Delta t_{ZR} = 10 \text{ K}),$$

$$h_8 = 106 \text{ kcal/kg - entalpia roztworu przed zaworem rozprężnym } (t_k = +25^\circ\text{C}),$$

$$h_{2p} = 134,5 \text{ kcal/kg - entalpia par czystego czynnika na wylocie z parowacza (z wykresu lgp-h, } \Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}),$$

$$h_{2',p} = 135 \text{ kcal/kg - entalpia par czystego czynnika na wylocie z parowacza (z wykresu lgp-h, } \Delta t_{ZR} = 10 \text{ K}).$$

Obliczenia

Korzystając z zależności (99) wyznaczono właściwą wydajność chłodniczą w obiegu z roztworem olej-freon 12 według Bambacha dla przegrzania $\Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$

$$q_{omp\xi I} = \frac{\xi_8 - \xi_{K2}}{1 - \xi_{K2}} (h_{2p} - h_{2c}) + h_{2c} - h_c$$

$$q_{\text{omp} \xi I} = 21,96 \text{ kcal/kg}$$

Właściwa wydajność chłodnicza czystego czynnika R-12

$$q_{\text{omp}} = h_{2p} - h_8 = 28,5 \text{ kcal/kg}$$

Względna wydajność chłodnicza w obiegu przegrzanym z roztworem olej R-12 ($\Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$)

$$Z_I = \frac{q_{\text{omp} \xi I}}{q_{\text{ompI}}} = 77 \%$$

Odpowiednio dla przegrzania $\Delta t_{ZR} = 10 \text{ K}$ zgodnie z zależnością (101) będzie

$$q_{\text{omp} \xi II} = \frac{\xi_B - \xi_{K2}}{1 - \xi_{K2}} (h_{2,p} - h_{2,c}) + h_{2,c} - h_c$$

$$q_{\text{omp} \xi II} = 23,46 \text{ kcal/kg}$$

Właściwa wydajność chłodnicza czystego czynnika R-12

$$q_{\text{ompII}} = h_{2,p} - h_8 = 29 \text{ kcal/kg}$$

Względna wydajność chłodnicza w obiegu z roztworem olej-R12 ($\Delta t_{ZR} = 10 \text{ K}$)

$$Z_{II} = \frac{q_{\text{omp} \xi II}}{q_{\text{ompII}}} = 81 \%$$

Przykład 2.

Obliczyć właściwą wydajność chłodniczą w obiegu chłodniczym przegrzanym bez dochłodzenia przy koncentracji czynnika w roztworze przed zaworem rozprężnym $\xi_p = 0,94$, parametry pracy obiegu

$$p_0 = 1,0 \text{ bar,}$$

$$t_0 = -30^\circ\text{C} - \text{ciśnienie i temperatura wrzenia,}$$

$$t_2 = -25^\circ\text{C} - \text{końcowa temperatura wrzenia,}$$

$$t_k = 25^\circ\text{C} - \text{temperatura roztworu przed zaworem rozprężnym,}$$

$$\Delta t_{TZR} = 5 \text{ K} - \text{przegrzanie TZR. Porównać z wydajnością dla czystego czynnika}$$

Odczyty z wykresu Bambaicha i lgp-h dla R-12:

$\xi_K = 0,36$ - koncentracja czynnika w roztworze na wylocie parowacza
($\Delta t_{TZR} = 5 \text{ K} - t_2 = -25^\circ\text{C}$).

$h_{2c} = 93,9 \text{ kcal/kg}$ - entalpia ciekłego roztworu na wyjściu z parowacza,

$h_c = 106 \text{ kcal/kg}$ - entalpia ciekłego roztworu przed zaworem rozprężnym,

$h_{2p} = 134,5 \text{ kcal/kg}$ - entalpia par czystego freonu dla parametrów na wyjściu z parowacza (odczyt z wykresu lgp-h).

Obliczenia:

Korzystając z zależności (99) wyznaczono właściwą wydajność chłodniczą w obiegu z roztworem olej-freon 12.

$$q_{\text{omp}\xi} = \frac{\xi_p - \xi_K}{1 - \xi_K} (h_{2p} - h_{2c}) + h_{2c} - h_c = 24,6 \text{ kcal/kg}.$$

Dla czystego czynnika właściwa wydajność chłodnicza

$$q_{\text{omp}} = h_{2p} - h_c = 28,5 \text{ kcal/kg}.$$

Względna wydajność chłodnicza w obiegu przegrzanym z roztworem olej-R-12

$$z = \frac{q_{\text{omp}\xi}}{q_{\text{omp}}} = 86 \%.$$

Przykład 3.

Obliczyć właściwą wydajność chłodniczą w obiegu chłodniczym przegrzanym bez dochłodzenia, koncentracja czynnika w roztworze przed zaworem rozprężnym $\xi_p = 0,90$ dla parametrów obiegu jak w tabeli to znaczy: $p_o = 0,8 \text{ ata}$; $t_o = 35,5$; $t_k = +25^\circ$, przyjmując przegrzanie robocze $TZR - \Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$. Porównać w wydajnością dla czystego czynnika i z danymi w tabeli. Odczyty z wykresu Bambiacha i lgp-h - R-12,

$\xi_K = 0,36$ - koncentracja czynnika w roztworze na wyjściu z parowacza przy przegrzaniu 5 K ($t_2 = -30^\circ\text{C}$),

$h_{2c} = 92,3 \text{ kcal/kg}$ - entalpia ciekłego roztworu na wyjściu z parowacza,

$h_c = 106 \text{ kcal/kg}$ - entalpia ciekłego roztworu przed zaworem rozprężnym,

$h_{2p} = 134$ kcal/kg - entalpia par czystego czynnika dla parametrów na wyjściu z parowacza (odczyt z wykresu R-12 lgp-h)

Obliczenia

Korzystając z zależności (99) wyznaczono właściwą wydajność chłodniczą w obiegu z roztworem olej-freon 12

$$q_{omp\xi} = \frac{\xi_p - \xi_K}{1 - \xi_K} (h_{2p} - h_{2c}) + h_{2c} - h_c$$

$$q_{omp\xi} = 21,5 \text{ kcal/kg.}$$

Dla czystego czynnika właściwa wydajność chłodnicza

$$q_{omp} = h_{2p} - h_c = 28 \text{ kcal/kg.}$$

Względna strata właściwej wydajności chłodniczej

$$Z = \frac{q_{omp\xi}}{q_{omp}} = 77 \%$$

Wielkość otrzymana z obliczeń jest równa podanej w tabeli 5.

Przykład 4.

1. Obliczyć i wyjaśnić wpływ regeneracji ciepła na właściwą wydajność chłodniczą w obiegu chłodniczym pracującym z roztworem olej - czynnik chłodniczy.

Parametry pracy obiegu:

$$p_0 = 1 \text{ bar, } t_0 = -30^\circ\text{C; (patrz też rys. 65, 66 i zad. 1)}$$

2. Obliczyć objętość skokową sprężarki dla $Q_0 = 1000$ kcal/h
3. Założone temperatury: na wylocie z parowacza $t_2 = -25^\circ\text{C}$ ($\Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$), temperatura na wylocie z wymiennika regeneracyjnego osiąga wartość $t_3 = +25^\circ\text{C}$, założona jest strata przegrzania pomiędzy parowaczem a wymiennikiem regeneracyjnym $50\% \Delta h_{pr}$, temperatura skraplania $t_6 = 40^\circ\text{C}$, dochłodzenie w dochładzaczach wodnym $t_7 = +35^\circ\text{C}$, dochłodzenia w wymienniku regeneracyjnym ciekłego roztworu $t_8 = +25^\circ\text{C}$.

4. Odczyty z wykresu Bambača i lgp-h R-12

$h_7 = 108,5 \text{ kcal/kg}$ - entalpia roztworu przed wymiennikiem regeneracyjnym,

$h_8 = 106 \text{ kcal/kg}$ - entalpia roztworu przed zaworem rozprężnym,

$h_{2c} = 93,9 \text{ kcal/kg}$ - entalpia roztworu na wyjściu z parowacza,

$h_{2p} = 134,5 \text{ kcal/kg}$ - entalpia par czystego R-12 na wyjściu z parowacza,

$h_{3c} = 110,5 \text{ kcal/kg}$ - entalpia roztworu na wyjściu ze wymiennika regeneracyjnego,

$h_{3p} = 141,5 \text{ kcal/kg}$ - entalpia par czystego R-12 na wyjściu ze wymiennika regeneracyjnego.

$\xi_3 = 0,04$ - koncentracja czynnika w roztworze za wymiennikiem regeneracyjnym,

$\xi_2 = 0,38$ - koncentracja czynnika w roztworze na wyjściu z parowacza.

5. Obliczenia

Właściwa wydajność chłodnicza obiegu z regeneracją ciepła będzie równa wydajności właściwej obiegu przegrzanego jak w zadaniu 1 dla

$\Delta t_{ZR} = 5 \text{ K}$ (co wynika z założeń), gdyż

$$q_{omr\gamma} = q_{omp\gamma I} = q_{omp\gamma I_a} + \Delta h_{cr} = 21,96 \text{ kcal/kg}.$$

Zgodnie z zależnością (105) właściwa wydajność chłodnicza w obiegu z regeneracją

$$q_{omr\gamma} = q_{omp\gamma I_a} + \eta_{wrz} \Delta h_{pr} = q_{omp\gamma I_a} + \eta_w (h_3 - h_2),$$

stąd

$$\Delta h_{pr} = \frac{\xi_8 - \xi_3}{1 - \xi_3} (h_{3p} - h_{3c}) + h_{3c} - \frac{\xi_8 - \xi_2}{1 - \xi_2} (h_{2p} - h_{2c}) - h_{2c}$$

$$\Delta h_{pr} = 10,8 \text{ kcal/kg},$$

Ponieważ

$$q_{omp\gamma I_a} = \frac{\xi_8 - \xi_2}{1 - \xi_2} (h_{2p} - h_{2c}) + h_{2c} - h_7 = 19,46 \text{ kcal/kg}.$$

Wyznaczenia sprawności wymiany ciepła w wymienniku regeneracyjnym:

- a) dla obiegu teoretycznego z czystym czynnikiem bez strat i przegrzania TZR

$$\eta_{WR} = \frac{T_2 - T_0}{T_k - T_0} = 0,79$$

- b) sprawność rzeczywistą zastosowanego wymiennika określimy korzystając z faktu, iż część pary przegrzewa się poza WR - straty 50 % stąd

$$\eta_W = \frac{\Delta h_{cr}}{0,5 \Delta h_{pr}} = 0,46$$

- c) efektywna sprawność wymiany ciepła w obiegu z regeneracją, stosunek efektywnego dochłodzenia roztworu do dysponowanej możliwości w postaci przegrzania pary i pozostałości roztworu

$$\eta_{Ws} = \frac{\Delta h_{cr}}{\Delta h_{pr}} = 0,2315$$

Stąd zachodzi

$$q_{omr\zeta} = q_{omp\zeta Ia} + \eta_{Ws} \cdot \Delta h_{pr} = q_{omp\zeta}$$

Względna sprawność chłodnicza obiegu przegrzanego q_{omp} I_e

$$Z_1 = \frac{q_{omp\zeta Ia}}{q_{omp Ia}} = \frac{q_{omp\zeta Ia}}{h_{2p} - h_7} = 0,75$$

Względna sprawność chłodnicza obiegu z regeneracją ciepła odniesiona do $q_{omp Ia}$

$$Z_2 = \frac{q_{omr\zeta}}{q_{omp Ia}} = 0,84$$

Pomimo niezbyt wysokiej sprawności efektywnej wymiany ciepła w obiegu z regeneracją ciepła ($\eta_{Ws} = 0,2315$) nastąpił wzrost względnej sprawności chłodniczej obiegu.

Objętość skokowa sprężarki idealnej

$$V_{sk} = \dot{m}_r \frac{\xi_8 - \xi_3}{1 - \xi_3} v_{3p} = \frac{q_0}{q_{omr\zeta}} \frac{\xi_8 - \xi_3}{1 - \xi_3} v_{3p} = 8,16 \text{ m}^3/\text{h}$$

gdzie:

$v_{3p} = 0,20 \text{ m}^3/\text{kg}$ - objętość właściwa par czystego freonu
dla $t_0 = 1 \text{ bar}$ $t_3 = +25^\circ\text{C}$ (z wykresu
lgp-h R-12).

Zadania do samodzielnego rozwiązania

Zadanie 1.

Obliczyć względne zmniejszenie wydajności chłodniczej (w odniesieniu do czystego czynnika) w obiegu przegrzanym bez dochładzania przy koncentracji czynnika w roztworze $\xi_p = 0,98$. Parametry pracy obiegu: $t_0 = -30^\circ\text{C}$, $p_0 = 1,0 \text{ bar}$, $t_8 = 25^\circ\text{C}$, $t_2 = -25^\circ\text{C}$.

Oznaczenia zgodne z rysunkiem 66 (oraz przykładem nr 1).

Odpowiedź: $Z = 0,954$

Zadanie 2.

Obliczyć wielkość objętości skokowej sprężarki tłokowej oraz względne zmniejszenie wydajności chłodniczej w obiegu przegrzanym z regeneracją ciepła dla roztworu olej - czynnik $\xi_p = 0,95$. Parametry pracy obiegu: $p_0 = 0,8 \text{ bar}$, $t_0 = -35^\circ\text{C}$, $\Delta t_{2R} = 5 \text{ K}$, $Q_0 = 2 \text{ kW}$, temperatury: na wylocie parowacza $t_2 = -30^\circ\text{C}$, na wylocie z wymiennika regeneracyjnego $t_3 = +10^\circ\text{C}$, sprawność wymiennika regeneracyjnego $\eta_w = 0,6$, temperatura skraplania $t_k = 30^\circ\text{C}$. Zakładamy, iż nie występują inne straty pomiędzy parowaczem a sprężarką oprócz tych w WR.

Odpowiedź: $V_t = 14,13 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta Z = 15 \%$, $q_{omr\gamma} = 27,7 \text{ kcal/kg}$.

4. OBIEG CHŁODNICZY RZECZYWISTY

W obiegach chłodniczych występują znaczne odchylenia przemian w stosunku do obiegu teoretycznego (będącego najczęściej podstawą przy obliczaniu wydajności chłodniczej urządzeń). Może to prowadzić do trudności z uzyskaniem wydajności chłodniczej. Dane katalogowe urządzeń odnoszą się najczęściej do wyników pomiarów laboratoryjnych, przy których na przykład: połączenie rurowe między sprężarką a badanymi przyrządami są krótkie, warunki pracy są dokładnie etabilizowane, parametry pracy mierzone są precyzyjnymi przyrządami (co ułatwia regulację) itd. W związku z tym chcąc właściwie zaprojektować instalację chłodniczą przykładowo na czynniki chłorowcopochodne, należy uwzględnić następujące straty:

- przegrzanie termostatycznego zaworu rozprężnego,
- przegrzanie na trasach ssawnych i wymienniku regeneracyjnym,
- spadki ciśnienia przy przepływie przez poszczególne aparaty i urządzenia,
- krążenie w obiegu roztworu olejowo-freonowego,
- nieizentropowość procesu sprężania,
- skończoną różnicę temperatur w wymienniku ciepła.

Na rysunku 68 przedstawioną schemat obiegu chłodniczego.

W obiegu rzeczywistym (rys. 69) przepływ czynnika przez parowacz powoduje spadek ciśnienia Δp_{7-2} i wzrost temperatury Δt_{2-7} , ponadto w parowaczu następuje przegrzanie par czynnika wynikające z pracy termostatycznego zaworu rozprężnego Δt_{2-1} . Przepływ czynnika przewodami ssawnymi oraz przez wymiennik regeneracyjny powoduje spadek ciśnienia Δp_{3-2} oraz wzrost temperatury Δt_{3-2} . Pomiędzy króćcem ssawnym a wnętrzem cylindra czynnik przegrzewa się o $\Delta t_{3''-3'}$ i następuje spadek ciśnienia $\Delta p_{3''-3'}$, następnie po sprężeniu wytłoczone pary pokonują opór zaworu tłocznego $\Delta p_{4-4''}$ i spada temperatura, wskutek

wymiany ciepła z otoczeniem $\Delta t_{4-4''}$. Sprężone pary płynąc przewodem tłocznym i następnie przez skraplacz, pokonują opory przepływu $\Delta p_{4-5''}$.

Ciekły czynnik w drodze do zaworu rozprężnego dochładza się w wymienniku regeneracyjnym o $\Delta t_{5-6''}$ i pokonuje opory przepływu $\Delta p_{5-6''}$. Następnie ciekły czynnik przepływa przez zawór rozprężny, pokonując opory $\Delta p_{6-6''}$.

Określenie wpływu termostatycznego zaworu rozprężnego na wydajność chłodniczą jest sprawą złożoną. Konieczna jest znajomość charakterystyk zaworu oraz parowacza. Szczególnie ważna jest też właściwa regulacja przegrzania TZR. Przegrzanie robocze zalecane przez różne firmy wynosi 2-8 K. Jednakże w świetle otrzymanych wyników pomiarów stopnia suchości par na wyjściu z parowacza może to nie wystarczyć aby pary były suche [117] i [118], szczególnie w wypadku krążenia w obiegu roztworu olej-czynnik. A ponieważ najczęściej w obiegach chłodniczych na czynniki chlorowcopochodne ma to miejsce, więc korzystne jest zastosowanie wymiennika regeneracyjnego (gdyż prowadzi to do wzrostu sprawności i wydajności chłodniczej [117]). Uwzględnienie krążenia w obiegu roztworu olej-czynnik jest możliwe na wykresie $h-\xi$ (na przykład według wykresu opracowanego przez Bambacha dla R-12 - olej mineralny). Lecz łatwiej tu znaczne trudności przy prowadzeniu obliczeń z pełnym uwzględnieniem krążenia roztworu olej-czynnik chłodniczy. Niestety nie ma pewności co do ilości krążącego oleju w roztworze i regularności jego cyrkulacji przy zmiennych warunkach pracy. Opracowane diagramy roztworów olej-czynnik dotyczą zjawisk zachodzących w procesach bliskich stanu równowagi. W rzeczywistych procesach szybkoobrotowych sprężarek czas kontaktu jest bardzo krótki. Przy czym stan pary i roztworu w niejednakowym stopniu różni się od stanu równowagi w różnych częściach urządzenia.

Porównanie obiegu rzeczywistego z teoretycznym, przy uwzględnieniu w nich tylko wpływu spadków ciśnień, przedstawiają zależności poniżej.

Wydajność chłodnicza obiegu teoretycznego

$$Q_{ot} = (h_2 - h_6) \dot{m}_t,$$

gdzie: $\dot{m}_t$ - masowe natężenie przepływu czynnika,

h_2 - entalpia właściwa pary czynnika na wyjściu z parownika w obiegu teoretycznym,

h_6 - entalpia właściwa ciekłego czynnika przed zaworem dławiącym.

Praca jednostkowa sprężania w obiegu teoretycznym

$$N_t = (h_4 - h_3) \eta_{it}.$$

gdzie: h_4 - entalpia właściwa pary czynnika przed sprężarką w obiegu teoretycznym,

h_3 - entalpia właściwa pary ze sprężarką,

η_{it} - sprawność izentropowa.

Jednocześnie w obiegu teoretycznym

$$\dot{m}_t = \frac{v_h \cdot \lambda_t}{v_3},$$

$$\lambda_t = f\left(\frac{P_k}{P_o - \Delta P_r}\right) \quad \text{i} \quad \eta_{it} = f\left(\frac{P_k}{P_o - \Delta P_r}\right).$$

W obiegu rzeczywistym odpowiednio otrzymamy

$$\dot{Q}_{ors} = (h_2 - h_7) \dot{m}_{rs} \quad \dot{Q}_{ot}$$

$$\dot{m}_{rs} = \frac{v_h \cdot \lambda_{rs}}{v_{3''}} < \dot{m}_t \quad \text{gdys} \quad v_{3''} > v_3$$

$$\lambda_{rs} = f\left[\frac{P_k + \Delta P_{4-4''}}{P_o - (\Delta P_{2-2'} + \Delta P_{2'-3} + \Delta P_{3-3''})}\right] < \lambda_t.$$

$$\eta_{irs} = f\left[\frac{P_k + \Delta P_{4-4''}}{P_o - (\Delta P_{2-2'} + \Delta P_{2'-3} + \Delta P_{3-3''})}\right] < \eta_{it}$$

$$N_{rs} = (h_4 - h_{3''}) / \eta_{irs} > N_t.$$

Nieuwzględnienie spadków ciśnień, jak stąd widzimy, prowadzi do zawyżonej oceny wydajności urządzenia chłodniczego.

Poniżej przedstawiono zależności w wydajności i zużyciu energii elektrycznej przez sprężarkę od spadków ciśnienia na ssaniu i tłoczeniu.

Zależność wydajności $\dot{Q}_0$ i zużycia energii elektrycznej N_e przez sprężarkę od spadków ciśnienia dla R-12

Spadek ciśnienia na przewodach: ssącym i tłocznym	Zmniejszenie wydajności $\dot{Q}_0$ [%]	Zużycie energii przez sprężarkę N_e [%]
spadek nie występuje	100	100
spadek 1K na przewodzie ssącym	95,7	103,7
spadek 2K na przewodzie tłocznym	98,4	103,0
spadek 2K na przewodzie ssącym	91,8	106,8
spadek 2K na przewodzie tłocznym	97,2	106,0

Wydajność obliczono (freon R-12) dla temperatur: wrzenia $+5,5^{\circ}\text{C}$ i skraplania $+40,6^{\circ}\text{C}$.

Z powyższej tabeli wynika, iż strata ciśnienia o 1K (dla freonu-12 spadek temperatury wrzenia o 1K odpowiada spadkowi ciśnienia 0,117 bar), na przewodzie ssącym zwiększa pracę sprężania bardziej niż ten sam spadek ciśnienia na przewodzie tłocznym. Spadek temperatury wrzenia o 1K na ssaniu zmniejsza wydajność sprężarki o ok. 4% i zwiększa odpowiednio pracę sprężania. W urządzeniach niskotemperaturowych spadek wydajności sprężarki jest jeszcze wyższy i dla urządzenia dwustopniowego na R-22 wynosi na przykład 5,5% [120]. Dlatego też spadki ciśnienia na trasach ssawnych winny być szczególnie dokładnie analizowane. Badania okrętowych instalacji chłodniczych wykazały, iż dla różnych typów drobniociców uniwersalnych występowały różnice w spadkach ciśnienia dochodzące do 3,6 K [119]. Wskazuje to na znaczne jeszcze rezerwy mocy.

Wymienione powyżej straty oraz inne nie rozpatrywane szerzej, należy zawsze szczegółowo analizować w fazie projektowania instalacji chłodniczej. Ma to oczywiście tym większe znaczenie, im większa jest projektowana chłodnia.

5. OBIEG CHŁODNICZY — POMPA CIEPŁA

Pompa ciepła przenosi energię cieplną ze źródła o niskim potencjale do źródła o potencjale wyższym przy użyciu pracy zewnętrznej. Zasada pracy jest jak widać analogiczna do urządzenia chłodniczego. Jednakże są i różnice, pompa ciepła dostarcza ciepło przy temperaturze znacznie wyższej od temperatury środowiska a urządzenie chłodnicze pobiera ciepło przy temperaturze poniżej temperatury środowiska. Urządzenia, aparaty i armatura mogą być stosowane zamiennie. Dotyczy to jednak umiarkowanych temperatur pracy pompy ciepła. Również czynniki chłodnicze mogą być w nich używane te same. Należy przy tym zaznaczyć, iż pompy ciepła szeroko rozumiane mogą być wykorzystane w dość szerszym zakresie temperatur i zastosowań niż to przyjęto. Przykładowo są próby zastosowania obiegu pompy ciepła do wykorzystania różnic termalnych wody morskiej na różnych głębokościach. Stosowane są też pompy przy wykorzystaniu ciepła odpadowego elektrowni i elektrociepłowni i w złożonych systemach skojarzonych (chłodniczo-grzewnych) chłodnie, szklarnie i elektrociepłownia w pobliżu Mareylii dały wzrost efektywności o około 60%.

Nasze dalsze rozważania ograniczymy głównie tylko do sytuacji wykorzystania ciepła odpadowego urządzenia chłodniczego. Jest to jak najbardziej celowe z uwagi na rosnące koszty energii oraz ograniczenie zanieczyszczenia środowiska ciepłem.

5.1. Obieg teoretyczny pompy ciepła

Realizowany jest on najczęściej dla temperatury T_0 niewiele różniącej się od temperatury otoczenia, natomiast T_u leży znacznie powyżej temperatury otoczenia. Zależy to od funkcji przeznaczonego ciepła i może być konieczne stosowanie obiektów wielotopniowych.

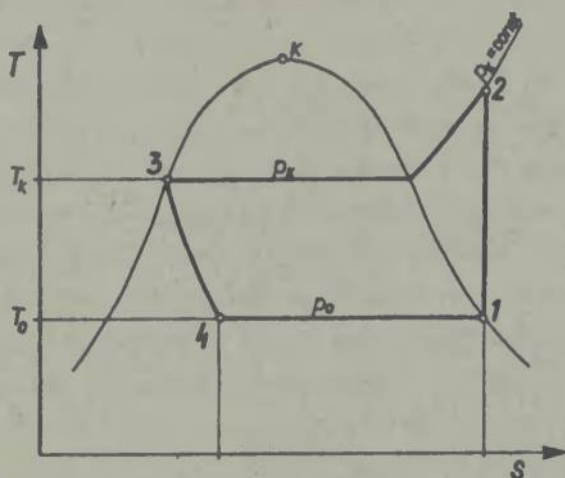
Na rysunkach 70, 71 przedstawiono obieg teoretyczny pompy ciepła w układzie T-S i lg p-h.

Jak widać z rysunku nie różni się on nie różni od obiegu chłodniczego (pomijając poziom temperatury). Sprawność termiczna obiegu pompy ciepła jest to stosunek ciepła oddawanego w górnym źródle do pracy obiegu.

$$\epsilon_{po} = \frac{q_k}{l_t}.$$

gdzie:

q_k - jednostkowa masowa wydajność cieplna pompy ciepła,
 l_t - praca obiegu.



Rys. 70. Obieg pompy ciepła

Ponieważ:

$$q_k = q_o + l_t,$$

stąd
$$\epsilon_{po} = \frac{q_o + l_t}{l_t} = \epsilon_s + 1.$$

gdzie:

ϵ_s - sprawność chłodnicza obiegu suchego nasyconego.

Jak widać, sprawność pompy ciepła jest o jedną wyższa od sprawności obiegu chłodniczego.

Dla pompy ciepła w warunkach obiegu Carnota

$$\epsilon_{poc} = \frac{T_k}{T_o - T_k}$$

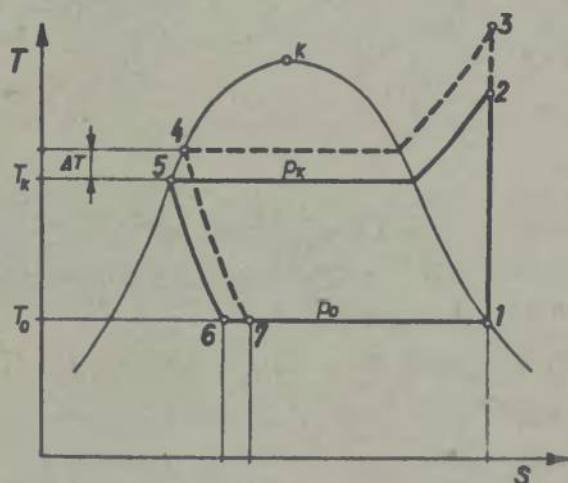
lub po przekształceniu

$$\epsilon_{poc} = \frac{T_k - T_o + T_o}{T_o - T_k} = \frac{T_k - T_o}{T_o - T_k} + \frac{T_o}{T_o - T_k} = \epsilon_o + 1.$$

5.2. Odzysk ciepła w obiegu chłodniczym

Rozpatrywany jest tu wyłącznie obieg chłodniczy, w którym wykorzystuje się ciepło odpadowe instalacji - ciepło oddawane w skraplaczu. Przewidywana jest ewentualna pewna mała modyfikacja temperatury skraplania, aby to zrealizować.

Obieg chłodniczy realizowany jest między punktami 1-2-5-6, a po podniesieniu temperatury skraplania o ΔT , między punktami 1-3-4-7 (rys. 71). W obiegu chłodniczym przy temperaturze skraplania T_k dostarczenie ciepła niskotemperaturowego nie jest powiązane z dodatkowym wkładem pracy, a co wystąpi w przypadku podniesienia temperatury skraplania.



Rys. 71. Obieg chłodniczy z regulacją temperatury skraplania

Praca dodatkowo poniesiona w wyniku podniesienia temperatury skraplania prowadzi do obniżenia sprawności termicznej obiegu.

Dla obiegu 1-2-5-6 otrzymamy

$$\xi_s = \frac{q_o}{l_t} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1},$$

$$\xi_{po} = \frac{q_k}{l_t} = \frac{q_o + l_t}{l_t} = \xi_s + 1.$$

W obiegu 1-3-4-7 otrzymamy

$$\xi'_s = \frac{q'_o}{l'_t} = \frac{h_1 - h_7}{h_3 - h_4}$$

$$1 \quad \xi'_{po} = \frac{q'_k}{l'_t} = \xi'_s + 1.$$

Ponieważ $l'_t > l_t$ i $q'_o < q_o$, stąd wynika $\xi'_s < \xi_s$ i odpowiednio $\xi'_{po} < \xi_{po}$. Jak więc widzimy, w wyniku tej analizy podnoszenie temperatury skraplania prowadzi do obniżenia sprawności chłodniczej obiegu chłodniczego jak i sprawności termicznej pompy ciepła. Jednakże wynikać to może z potrzeby stabilizacji parametrów obiegu oraz wymagań stawianych przez odbiory ciepła. Ponadto, pomimo pewnego spadku sprawności termicznej obiegu jest to korzystne przy zaoferowanej gospodarce energią i prowadzi do wymiernych korzyści ekonomicznych.

5.3. Zadania i obliczenia

Przykład 1.

Obliczyć wydajność cieplną Q_k pompy ciepła oraz moc napędu sprężarki N_t przy pracy zgodnie z przedstawionym na rys. 72 schematem obiegu. Przy następujących założeniach:

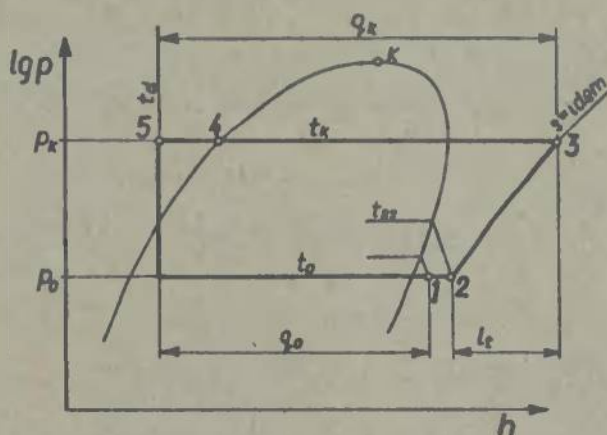
- objętość skokowa sprężarki $V_t = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$

- temperatury: $t_o = -15^\circ\text{C}$,

$t_k = 30^\circ\text{C}$,

$t_d = 25^\circ\text{C}$,

czynnik chłodniczy R-12.



Rys. 72. Obieg pompy ciepła suchego nasycony z dechłodzeniem

Z wykresu R-12, odczytano wartości entalpii

$$\begin{aligned} h_1 &= 994 \text{ kJ/kg} \\ h_2 &= 1020 \text{ kJ/kg} \\ h_3 &= 887 \text{ kJ/kg} \\ h_{3,4} &= 872 \text{ kJ/kg} \\ v_1 &= 0,091 \text{ m}^3/\text{kg}. \end{aligned}$$

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$q_o = h_1 - h_5 = 122 \text{ kJ/kg}.$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_t = h_2 - h_1 = 26 \text{ kJ/kg}.$$

3. Właściwa masowa wydajność pompy ciepła

$$q_k = h_2 - h_4 = 148 \text{ kJ/kg}.$$

4. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = 1340,7 \text{ kJ/m}^3.$$

5. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej pompy ciepła

$$p_o = \frac{q_k}{l_t} = \frac{148}{26} = 5,69.$$

6. Moc teoretyczna

$$N_t = \frac{v_t \cdot l_t}{v_1} = 28,57 \text{ kW}.$$

7. Wydajność cieplna obiegu pompy ciepła

$$Q_k = \frac{v_t}{v_1} \cdot q_k = 162,6 \text{ kW}.$$

Przykład 2

Obliczyć wydajność cieplną pompy ciepła oraz moc i wielkość sprężarki pracującej zgodnie ze schematem ukazanym na rys. 73 w obiegu przegrzanym z dochłodziem.

Do wykorzystania jest odpadowy strumień ciepła przechwalni owoców o wydajności $Q_o = 100 \text{ kW}$.

Zakładane temperatury:

$$t_o = -5^{\circ}\text{C}$$

$$t_k = 40^{\circ}\text{C}$$

$$t_{ss} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$t_d = 30^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{TEB}} = 5\text{K}.$$

Czynnik chłodniczy R-22.

Z wykresu R-22 odczytano następujące wartości entalpii:

$$h_1 = 605,4 \text{ kJ/kg}$$

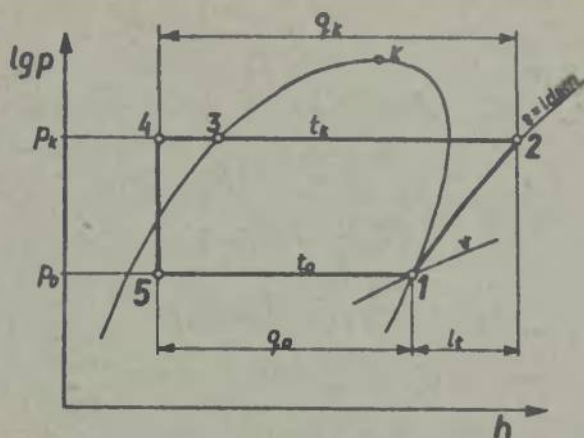
$$h_2 = 615,9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 676,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 468,0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{5,6} = 454,6 \text{ kJ/kg}$$

$$v_2 = 0,061 \text{ m}^3/\text{kg}.$$



Rys. 73. Obieg pompy ciepła przegrzany z dochłodzeniem

Obliczenia

1. Właściwa masowa wydajność chłodnicza

$$q_o = h_1 - h_5 = 150,8 \text{ kJ/kg.}$$

2. Jednostkowa praca sprężania

$$l_t = h_3 - h_2 = 60,7 \text{ kJ/kg.}$$

3. Właściwa masowa wydajność pompy ciepła

$$q_k = h_3 - h_5 = 222,1 \text{ kJ/kg.}$$

4. Właściwa objętościowa wydajność chłodnicza

$$q_v = \frac{q_o}{v_2} = 2472,8 \text{ kJ/m}^3.$$

5. Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej pompy ciepła

$$\varepsilon_{po} = \frac{q_k}{l_t} = 3,66.$$

6. Moc teoretyczna sprężarki

$$N_t = \frac{q_o}{q_k} \cdot l_t = 40,3 \text{ kW.}$$

7. Objętość skokowa sprężarki

$$V_t = \frac{Q_o}{q_v} = 0,04044 \text{ m}^3/\text{s}.$$

8. Wydajność cieplna obiegu pompy ciepła

$$Q_k = \frac{Q_o}{q_o} \cdot q_k = 147,2 \text{ kW}.$$

Przykład 3.

Przeanalizować możliwość odzysku ciepła odpadowego, oraz sposobu przebudowy urządzenia chłodniczego centrum handlowego, przy następujących założeniach:

- czas pracy 16 godzin/dobę,
- 80% obciążenia urządzenia w ciągu dnia roboczego,
- freon R-22,
- $Q_o = 417 \text{ kW}$,
- temperatury:

$$t_o = 0^\circ\text{C},$$

$$t_k = 45^\circ\text{C},$$

$$t_d = 40^\circ\text{C}.$$

Schemat urządzenia przedstawiono poniżej. Urządzenie to należy tak zmodyfikować, aby odpowiednio do potrzeb wykorzystać ciepło skraplania lub tylko same ciepło przegrzania sprężonego gazu do celów grzewczych.

Potrzebne jest ciepło do ogrzania wody sanitarnej do natrysków do 50°C . Zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania występuje w okresie 180 dni (okres jesienno-zimowy), wynosi około 87% podaży ciepła (40°C). Natomiast do ogrzania wody sanitarnej (natryski 50°C) powinno wystarczyć ciepło przegrzania sprężonego gazu na tłoczeniu sprężarki. Skraplacz roboczy ete1 na dachu budynku powyżej urządzenia chłodniczego (10 m).

Warunki określające wykorzystane ciepło odpadowe instalacji chłodniczej:

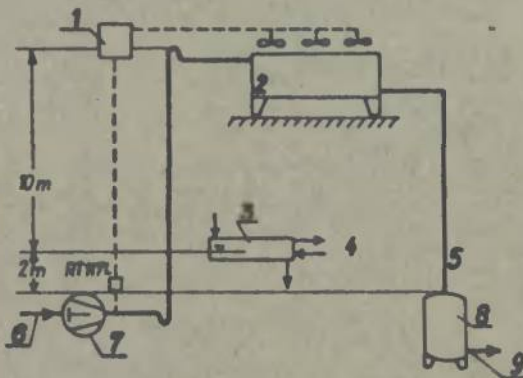
- możliwie wysoka jednoczesność między zapotrzebowaniem ciepła i jego podażą w urządzeniu chłodniczym,
- regulacja ciśnienia skraplania nie powyżej koniecznej wielkości i tylko na czas niezbędny zapotrzebowania ciepła,
- powinno się możliwie w sposób regulowany bezstopniowo oddawać tylko nadmiar ciepła skraplania,
- dobranie dodatkowych aparatów oraz ich odpowiednia instalacja w obiegu chłodniczym powinna zapewniać osiągnięcie projektowanych wydajności cieplnych kosztem minimalnego obniżenia sprawności obiegu.

Rozważanie możliwych rozwiązań instalacji chłodniczych

Przed projektantem rozbudowującym istniejące urządzenie chłodnicze stoją między innymi następujące pytania:

- a) jaką wybrać konstrukcję skraplacza rekuperacyjnego?
- b) jaka ma być ich ilość?
- c) w jaki sposób skraplacz rekuperacyjny powinien zostać włączony do obiegu czynnika chłodniczego?
- d) jaka powinna być wykonana wewnętrzna regulacja obiegu czynnika chłodniczego?

Na rysunku 74 ukazano schemat urządzenia oraz przewidywany w instalacji chłodniczej skraplacz rekuperacyjny.



Rys. 74. Schemat istniejącego urządzenia chłodniczego

1. Urządzenie sterujące pracą skraplacza;
2. Skraplacz roboczy;
3. Skraplacz rekuperacyjny;
4. Grzanie niskotemperaturowe $+40^{\circ}\text{C}$;
5. Seanie sprężarki;
6. Sprężarka;
7. Zbiornik;
8. Płyn do TRZ

Konstrukcja skraplacza

Przy wyborze konstrukcji skraplacza należy się zastanowić, czy pojedynczy skraplacz-rekuperator będzie w stanie wytworzyć ciepło grzewcze o temperaturze 40°C , oraz ciepło do ogrzewania o temperaturze 50°C . Z uwagi na przewidywane funkcje zastosowania ciepła i możliwie najmniejszy wzrost ciśnienia skraplania oraz biorąc pod uwagę fakt, że do ogrzewania wody do natrysków wystarcza samo ciepło sprężonego gazu, przewidziane tu dwa odrębne wymienniki ciepła.

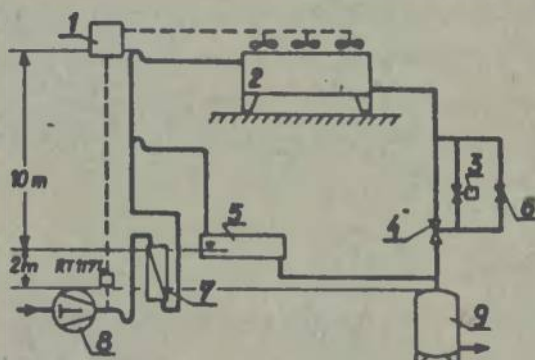
Pierwszy z nich to skraplacz wiązkowy dla wymiany ciepła skraplania (temperatura skraplania 45°C), woda do ogrzewania, natomiast do przeniesienia ciepła sprężonego gazu do bojlera gorącej wody sanitarnej, przewidziano kilka połączonych równolegle dwururowych przeciwprądowych wymienników ciepła o powierzchni żebrowanej od strony gorącej gazu o małym oporze przepływu. Należy jednak w rzeczywistym obiekcie przy pomiarach sprawdzić, czy w dwururowym przeciwprądowym wymienniku ciepła nie występują przy pełnym obciążeniu po stronie czynnika chłodniczego zbyt duże spadki ciśnienia.

Rodzaje połączeń skraplaczy i ich regulacja

Po określeniu ilości i rodzaju dodatkowych wymienników ciepła należy zbadać problemy związane z ich włączeniem do istniejącego obiegu czynnika chłodniczego oraz związane z tym problemy regulacji. Jest sprawą oczywistą, że dwururowy przeciwprądowy wymiennik ciepła musi być włączony w obieg czynnika chłodniczego przed skraplaczem wiązkowym tuż za sprężarką. Połączenie skraplacza wiązkowego ze strony czynnika chłodniczego z istniejącą instalacją powinno być wykonane zgodnie z postawionym zadaniem (patrz na zadane różnice wysokości między skraplaczem a zbiornikiem). Skraplacz wiązkowy może być włączony do instalacji chłodniczej równolegle lub szeregowo z istniejącym skraplaczem roboczym umieszczonym na dachu budynku.

Problematyka ta zostanie poniżej omówiona.

Połączenie równoległe skraplaczy



Rys. 75. Schemat instalacji z podłączonym równolegle skraplaczem

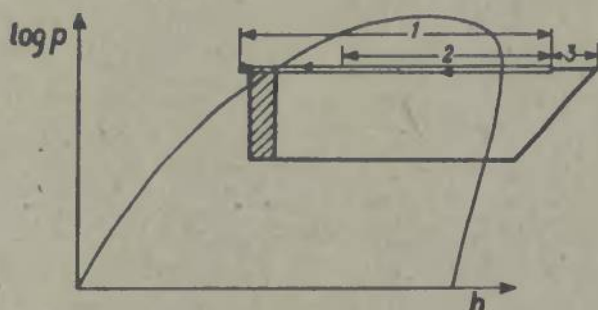
1. Urządzenie sterujące pracą
2. Skraplacz roboczy
3. Zawór magnetyczny EVM EVR
4. Zawór główny PM1
5. Skraplacz wiązkowy
6. Pilotowy regulator ciśnienia skraplania
7. Dwururowy przeciwproudowy wymiennik ciepła
8. Sprężarka
9. Zbiornik

Połączenie równoległe pokazane jest na rys. 75. Aby w procesie skraplania oddać pierwszeństwo skraplaczowi wiązkowemu przed skraplaczem roboczym, umieszczono za tym ostatnim w kierunku przepływu regulator ciśnienia skraplania (w tym przypadku zawór główny i pilotowy regulator ciśnienia skraplania). Stopień otwarcia tego regulatora ustawiany jest w zależności od ciśnienia wejściowego. Otwiera się on przy wzrastającym ciśnieniu skraplania i zamyka przy ciśnieniu obniżającym.

W zależności od wymiarów skraplacza wiązkowego skraplacz roboczy przy dużym zapotrzebowaniu ciepła musi zostać całkowicie zalany czynnikiem chłodniczym. W ten sposób nie traci się ciepła skraplania. Jeżeli zapotrzebowanie jest mniejsze (tylko na część ciepła skraplania) to przy mniejszym obciążeniu cieplnym w skraplaczu wiązkowym wzrasta ciśnienie skraplania i następuje otwarcie się regulatora ciśnienia skraplania w obszarze jego zakresu proporcjonalności i oprótnienie odpowiedniej części skraplacza roboczego odpowiadającej wielkością nadmiarowej ilości ciepła.

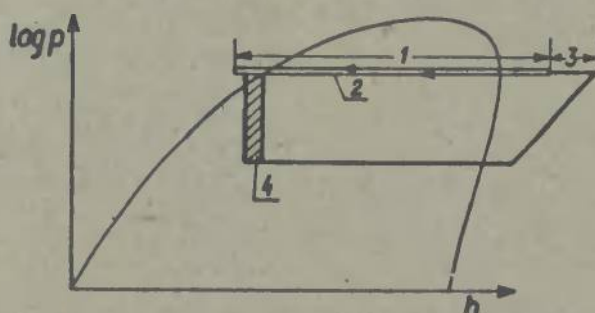
W okresach braku obciążenia cieplnego skraplacza wiązkowego następuje wymuszone otwarcie zaworu głównego o PM 1 na cieczowym przewodzie odpływowym przez przynależny zawór elektromagnetyczny tak, że regulacja ciśnienia skraplania zostaje wyłączona. Istnieją tu więc dwa podstawowe stany eksploatacyjne, a mianowicie:

- a) częściowe skraplanie w obu skraplaczach z odpowiednim dochłodzeniem cieczy w skraplaczu roboczym (rys. 76),
- b) skraplanie tylko w skraplaczu roboczym (rys. 77).



Rys. 76. Skraplacz roboczy i wiązkowy połączone równolegle, skraplanie odbywa się w obu skraplaczach

1. Skraplacz roboczy
2. Skraplacz wiązkowy
3. Dwururowy przeciwprądowy wymiennik ciepła



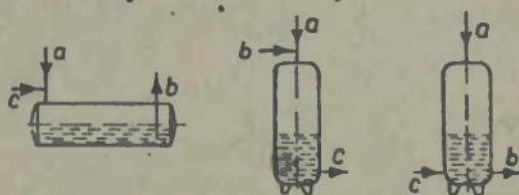
Rys. 77. Skraplacz roboczy i wiązkowy połączone są równolegle, skraplanie odbywa się tylko w skraplaczu roboczym

1. Skraplacz roboczy
2. Przez skraplacz wiązkowy przepływa sprężony gaz
3. Dwururowy przeciwprądowy wymiennik ciepła
4. Zależnie od wykonania zbiornika i temperatury jego otoczenia

analizy na wykresie h -log p wynika, że istnieje możliwość znacznego zwiększenia (lub zmniejszenia) dochłodzenia osiąganego w skraplaczu roboczym w zależności od jego konstrukcji, jeżeli sprężony gaz poprzez skraplacz wiązkowy dodawany będzie odpowiednio do cieczy w zbiorniku.

Znaczniejszy wpływ na temperaturę cieczy na wylocie ze zbiornika ma tu konstrukcja zbiornika (rys. 78) i sposób jego zasilania.

1. Konstrukcja A 2. Konstrukcja B 3. Konstrukcja C



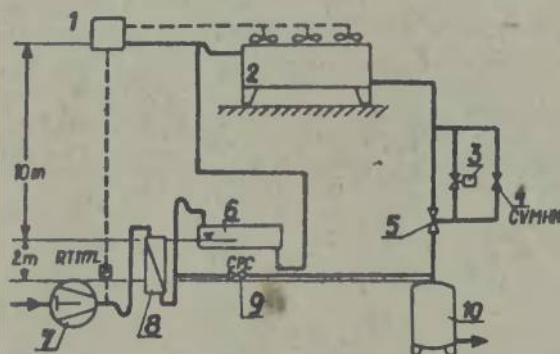
Rys. 78. Różne konstrukcje zbiorników wraz z możliwościami podłączenia zasilania i ich wpływu na temperaturę cieczy

1. Konstrukcja A
 - a) Ze skraplacza roboczego
 - b) Wylot cieczy
 - c) Ze skraplacza wiązkowego
 - d) Wady: duża powierzchnia cieczy, możliwość szkodliwego mieszania się cieczy ze sprężonym gazem
2. Konstrukcja B
 - a) Ze skraplacza roboczego
 - b) Ze skraplacza wiązkowego
 - c) Wylot cieczy
 - d) Konstrukcja lepsza od A, mniejsza powierzchnia cieczy
3. Konstrukcja C
 - a) Ze skraplacza wiązkowego
 - b) Wylot cieczy
 - c) Ze skraplacza roboczego
 - d) Konstrukcja lepsza niż A+B, mniejsza powierzchnia cieczy, mniejsza możliwość mieszania cieczy i sprężonego gazu

Poza przedstawioną wadą połączenia równoległego należy jednak wskazać zaletę małego spadku ciśnienia przepływu w przypadku częściowego skraplania w obu skraplaczach, która powoduje niewielkie obniżenie końcowego ciśnienia sprężania.

Połączenie szeregowe skraplaczy

Połączenie szeregowe (rys. 79) w porównaniu z połączeniem równoległym cechuje się większymi spadkami ciśnienia przepływu na skutek przepływu całego strumienia przez oba skraplacze, co wiąże się z wyższym końcowym ciśnieniem sprężania.



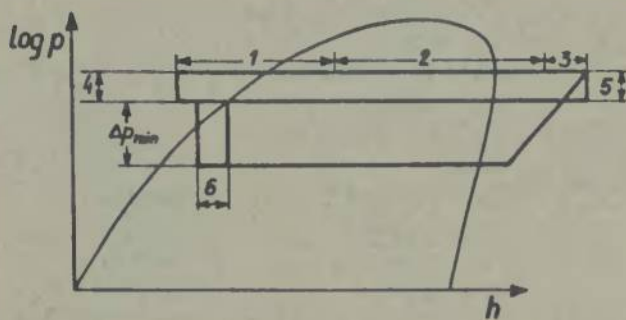
Rys. 79. Schemat instalacji chłodniczej - skraplacze w układzie szeregowym

1. Urządzenie sterujące pracą
2. Skraplacz roboczy
3. Zawór magnetyczny EVM (EVR)
4. Pilotowy regulator ciśnienia skraplania CVMH
5. Zawór główny
6. Skraplacz wiązkowy
7. Sprężarka
8. Dwururowy przeciwprądowy wymiennik ciepła
9. Regulator ciśnienia zbiornika CPC (NRD)
10. Zbiornik

Przy bardzo dużym obciążeniu cieplnym skraplacza wiązkowego (niska temperatura wlotowa gorącej wody) istnieje możliwość, że również ten skraplacz poprzez odpowiednie ustawienie regulatora ciśnienia skraplania będzie częściowo zalany. Zdarza się to tym częściej im większy skraplacz wiązkowy zastosowano. Dodatkowe częściowe zalanie skraplacza wiązkowego wymaga dla utrzymania niezakłóconej pracy instalacji, aby konieczna do zalania ilość czynnika chłodniczego znajdowała się w zbiorniku. Oznacza to większe zbiorniki i ich większe napełnienie. Z powodu wymaganej konstrukcyjnie dużej pojemności skraplacza wiązkowego powinien on mieć wymiary na tyle duże, aby w układzie szeregowym nie powodował zakłóceń w działaniu urządzenia chłodniczego (brak czynnika chłodniczego).

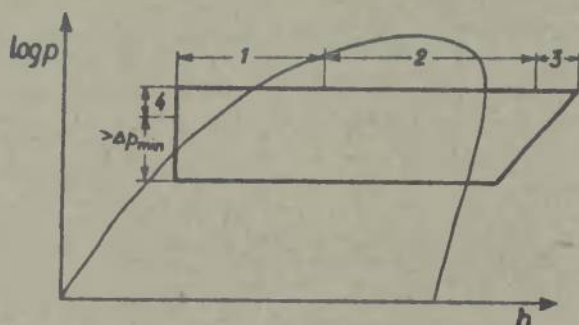
Przy niskich temperaturach otoczenia (okres zimowy) skraplacza roboczego regulator ciśnienia skraplania spowoduje całkowite zalanie go nawet przy wyłączonych wentylatorach.

Silne dławienie regulatora ciśnienia skraplania powoduje zbyt niskie dla pracy urządzenia ciśnienie w zbiorniku. Dlatego też w celu kompensacji, pokazany na rys. 79 regulator ciśnienia w zbiorniku musi być otwarty do czasu osiągnięcia minimalnie dopuszczalnego ciśnienia w zbiorniku tak, że sprężony gaz (w podanym przykładzie już znacznie ochłodzony) wpływa do zbiornika powodując te same niekorzystne skutki, które opisano przy połączeniu równoległym (rys. 80) - stratę dochłodzenia. Z tych powodów regulator ciśnienia w zbiorniku powinien się tylko wtedy otwierać gdy to jest konieczne, w przeciwnym wypadku w miarę możliwości powinien być zamknięty (rys. 81).



Rys. 20. Skraplacz w układzie szeregowym, regulator ciśnienia w zbiorniku otwarty

1. Skraplacz roboczy
2. Skraplacz wiązkowy
3. Dwururowy przeciwprądowy wymiennik ciepła
4. Regulator ciśnienia skraplania
5. Regulator ciśnienia w zbiorniku
6. Zależne od rodzaju zbiornika oraz temperatury tleno-otoczenia



Rys. 51. Skraplacz w układzie szeregowym, regulator ciśnienia w zbiorniku zamkniętym

1. Skraplacz roboczy
2. Skraplacz wiązkowy
3. Dwururowy przeciwprowodowy wymiennik ciepła
4. Regulator ciśnienia skraplania

Ta niezależność regulatora ciśnienia w zbiorniku od działania regulatora ciśnienia skraplania może być zrealizowana tylko wtedy, gdy dla obu funkcji zastosuje się osobne regulatory. Największą jednak wadą połączenia szeregowego na przedstawionym przykładzie instalacji polega na tym, że powstająca w skraplaczu wiązkowym ciecz musi być przepompowana do leżącego o 10 m wyżej skraplacza roboczego. Słup cieczy o wysokości 10 m powoduje wzrost końcowego ciśnienia sprężania, który musi być jeszcze dodany do wymienionego już występującego w układzie szeregowym wysokiego spadku ciśnienia wskutek oporu przepływu.

Kombinacja połączenia równoległego i szeregowego

Po zbadaniu zarówno połączenia równoległego jak i szeregowego ukazały się najważniejsze wady obu układów:

1. W obu układach możliwe jest przedostanie się aprężonego gazu do zbiornika, czego skutkiem jest utrata dochłodzenia cieczy opuszczającej zbiornik (niebezpieczeństwo zasilania cieczą w stanie nasyconym).

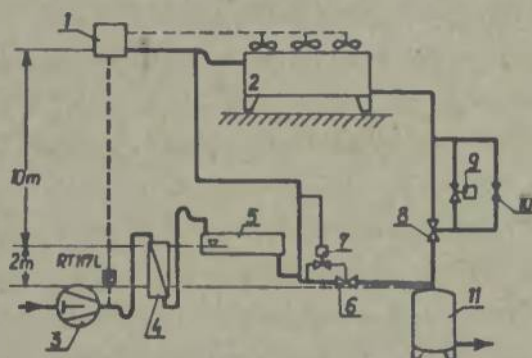
2. Przy podłączeniu szeregowym występuje zwiększone ciśnienie sprężania spowodowane przez większe straty ciśnienia przepływu oraz po-

trzebne na pokonanie różnicy wysokości 10 m słupa cieczy powstałego między skraplaczami (wiązkowym i roboczym). Słup ten istnieje przez cały okres pracy skraplaczy.

Straty dochłodzenia są rachunkowo dość trudne do ujęcia z powodu nie oznaczonego wpływu konstrukcji zbiornika.

Te same trudności występują przy określeniu spadku ciśnienia przepływu, który zależy od każdorazowego stopnia napełnienia skraplacza roboczego jak również od wymiarów przewodów rurowych oraz liczby krzywek rurewych.

Poniżej przedstawiono układ (rys. 82) oraz sposób regulacji, w których wyeliminowano obie wymienione wyżej niedogodności (stratę dochłodzenia i stratę ciśnienia spowodowaną wysokością słupa cieczy).



Rys. 82. Schemat instalacji chłodniczej z kombinacją połączenia równoległego i szeregowego skraplaczy

1. Mechanizm przełączania skokowego
2. Skraplacz roboczy
3. Sprężarka
4. Dwururowy przeciwprądowy wymiennik ciepła
5. Skraplacz wiązkowy
6. Zawór główny PM 1
7. Pilotowy regulator różnicowy ciśnienia
8. Zawór główny PM 1
9. Zawór magnetyczny EVM (EVR)
10. Pilotowy regulator ciśnienia skraplania CVMHH
11. Zbiornik

Układ jest kombinacją połączenia równoległego i szeregowego. Regulator różnicowy ciśnienia (w tym przypadku składający się z zaworu głównego i pilotowego regulatora różnicowego ciśnienia) na wylocie

skraplacza wiązkowego reguluje wewnątrz swojego niewielkiego tylko zakresu proporcjonalności wysokość słupa cieczy na zadanym poziomie. Powoduje on przy powiększającym się słupie cieczy, to znaczy przy zwiększającej się wydajności skraplacza wiązkowego, otwierania przebieżnego zaworu głównego a przy zmniejszającym się słupie cieczy - proporcjonalne zamykanie się tego zaworu. Ten proces regulacyjny zapobiega podnoszeniu się kondensatu powstałego w skraplaczu wiązkowym w górę do skraplacza roboczego, a tym samym wzrostowi końcowego ciśnienia sprężania jak to opisano w przypadku połączenia szeregowego.

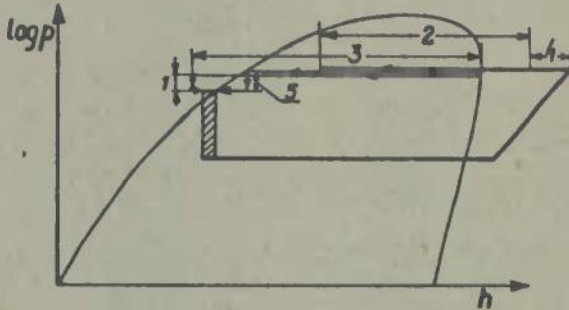
Jeżeli skraplacz wiązkowy nie jest obciążony cieplnie (pompa obiegowa wody grzewczej wyłączona), to pilotowy regulator ciśnieniowo-różnicowy utrzymuje przynależny zawór główny w stanie zamkniętym. Sprężony gaz nie może przedostać się teraz do zbiornika. Dochłódzenie cieczy uzyskane w skraplaczu roboczym lub też utrzymywane w zbiorniku, zostaje zachowane bez zmian.

Różnicowy regulator ciśnienia przejmuje jednocześnie także funkcję regulatora ciśnienia w zbiorniku. Na skutek wzrastającego obciążenia cieplnego skraplacza wiązkowego, regulator ciśnienia skraplania działa silniej, aby zapobiec obniżeniu się ciśnienia skraplania. Ciśnienie w zbiorniku musiałoby być tu mniejsze, gdyby z powodu jednocześnie większego nagromadzenia się kondensatu w skraplaczu wiązkowym nie musiał się otworzyć różnicowy regulator ciśnienia. Dlatego też różnice ciśnienia w obu zaworach głównych muszą być jednakowe, przy czym dla uproszczenia nie uwzględniamy w niniejszych rozważaniach spadków ciśnienia przepływu strumienia czynnika na elementach urządzenia.

Na rysunku 83 przedstawiono przebieg krzywej w układzie lgp-h.

Konstrukcja zbiornika nie ma tu już wpływu na temperaturę cieczy na wylocie zbiornika. Temperatura ta jest określona wyłącznie przez udział strumienia czynnika chłodniczego przepływającego przez oba skraplacze, które zależą od każdorazowego stopnia otwarcia regulatora ciśnienia skraplania. Temperatura zależy również od obciążenia cieplnego skraplacza roboczego. W zbiorniku ustala się więc temperatura, która

ra jest wynikiem wymieszania się strumieni cieczy z obu skraplaczy oraz temperatur tych strumieni.

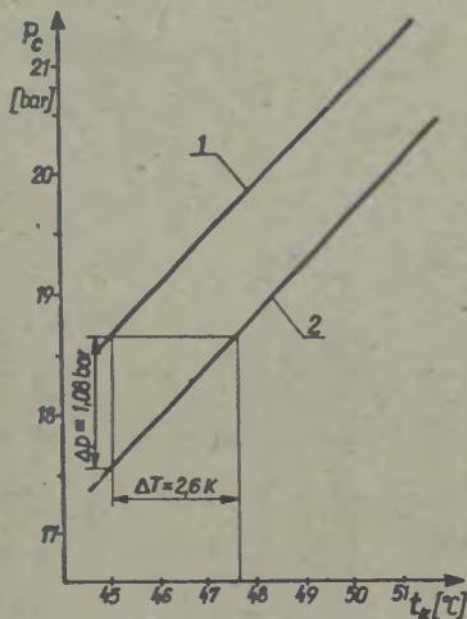


Rys. 83. Kombinowane równoległe i szeregowe połączenia skraplaczy

1. Regulator ciśnienia skraplania
2. Skraplacz wiązkowy
3. Skraplacz roboczy
4. Dwururowy przeciwnieprądowy wymiennik ciepła
5. Regulator poziomu cieczy

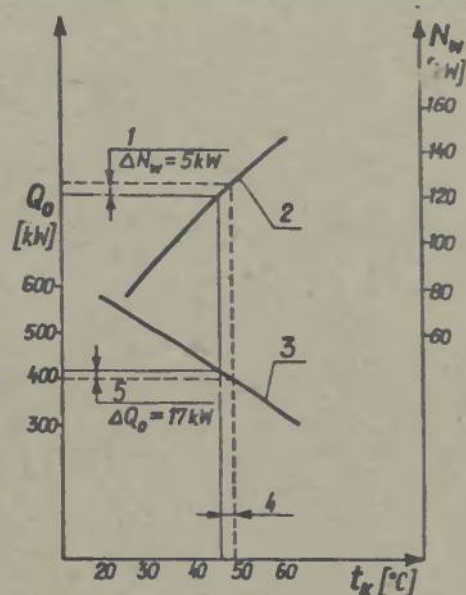
Dalszą zaletą przedstawionej kombinacji układu równoległego i szeregowego jest fakt, że w przeciwieństwie do układu szeregowego skraplacz wiązkowy nie może być zalewany przez regulator ciśnienia skraplania. Ta zaleta przejęta z układu równoległego jest tu w całości zachowana. Wynika z niej, że najbardziej zdecydowane zaloty wykazie kombinacja połączenia równoległego z szeregowym. Dochodzą do tego przedstawione poniżej korzyści energetyczne wynikające z faktu wyeliminowania, koniecznego w układzie szeregowym, słupa cieczy o wysokości 10 m.

Rysunek 84 pokazuje, że końcowe ciśnienie sprężania wzrasta o 2,6 F lub o 1,08 bara. Natomiast z rysunku 85 wynika, że na skutek tego, wydajność chłodzenia obniża się o 4,1% 17 kW, a moc na wale wzrasta o 4,16% 5 kW. Przy pracy przez 5 dni w tygodniu po 16 godzin dziennie, ze średnim wykorzystaniem instalacji w 80% roczny czas eksploatacji wynosi 3328 h. Zgodnie z założeniem, zapotrzebowania ciepła w ciągu 180 dni w roku jest wyższe niż odpowiadające ciepło przetrzania w sprężonym gazie, oznacza to, że w tym czasie konieczna jest przynajmniej częściowa kompensacja w skraplaczu wiązkowym.



Rys. 84. Przyrost końcowego ciśnienia sprężania dla 10 m słupa cieczy (R 22)

1. Ciśnienie nasycenia R-22 i 10 m słupa cieczy = końcowe ciśnienie sprężania
2. Ciśnienie nasycenia R-22



Rys. 85. Strata wydajności chłodniczej i strata mocy na wale dla 8-cylindrowej sprężarki tławnicowej przy zastosowaniu R-22

1. Wzrost mocy na wale $\Delta N_w = 5 \text{ kW} = (4,1\%)$
2. N_w - moc na wale przy $t_o = 0^\circ\text{C}$
3. Q_o - wydajność chłodnicza przy $t_o = 0^\circ\text{C}$
4. Δp - przyrost końcowego ciśnienia sprężania przy 10 m słupie cieczy (R-22)
5. ΔQ_o - spadek wydajności chłodniczej $Q_o = 17 \text{ kW} (4,1\%)$

Biorąc pod uwagę podniesione w układzie szeregowym zapotrzebowanie mocy na wale o 5 kW w ciągu 180 dni w roku, przy średnim dziennym zapotrzebowaniu 87% podaży ciepła ogrzewania, a więc 11,2 godz./dobę, zwiększony roczny nakład energetyczny wynosi 10.080 kWh. Z powodu spadku wydajności chłodniczej o 4,1% w czasie zapotrzebowania na ogrzewanie, wynika konieczność stosowania zwiększonego czasu pracy, splanowicie o 0,46 godz./dobę lub 82,6 godz./rok. Odpowiada to 9912 kWh/rok dodatkowej energii. W sumie zwiększony nakład energii wynosi 19,992 kWh/rok. Całkowity nakład energetyczny urządzenia w układzie szeregowym wynosi wtedy 419,352 kWh/rok, natomiast w kombinowanym układzie szeregowo-równoległym - 399,360 kWh/rok. Dzięki temu można zaoszczędzić 4,77% na kosztach energetycznych.

Ten przykład liczbowy, jak również przedstawione wyżej zalety kombinowanego połączenia szeregowo-równoległego, powinny pokazać, że w czasie projektowania urządzeń chłodniczych (w których ciepło skraplania lub tylko ciepło sprężonego gazu zamierza się wykorzystać dla celów grzewczych), należy skierować szczególną uwagę na koncepcję bezawaryjnej wewnętrznej regulacji obiegu czynnika chłodniczego. Także te problemy, które początkowo wydają się mniej ważne, jak np. regulacja rozdziału lub tłoczenia strumienia czynnika chłodniczego, powinny być rozpatrzone nie tylko pod względem ich funkcjonalności, lecz również efektów energetycznych.

6. SPRĘŻARKA DOSKONAŁA I RZECZYWISTA

W obiegach chłodniczych parowych, znajduje zastosowanie cały szereg rozwiązań konstrukcyjnych sprężarek. Większość z tych rozwiązań jest stosowana sporadycznie w specjalnych instalacjach chłodniczych. Najszersze zastosowanie we wszelkiego rodzaju urządzeniach posiadają sprężarki tłokowe, a w dużych instalacjach sprężarki śrubowe. Konstrukcja sprężarek podzielić można na dwie główne grupy:

1. Sprężarki wyporowe

a) tłokowe,

b) rotacyjne

- z dwoma wirującymi elementami

- z jednym wirującym elementem (z wirującym tłokiem, z pierścieniem cieczowym).

2. Sprężarki przepływowe

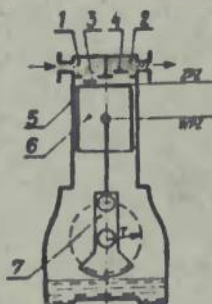
a) osiowe,

b) promieniowe.

W dalszej części tekstu omówione zostaną stosowane powszechnie w technice chłodniczej sprężarki, w których nie zachodzą żadne straty objętościowe i energetyczne.

Sprężarka tłokowa

Schemat budowy sprężarki tłokowej przedstawiono na rys. 86. Nie zatrzymując się nad różnorodnymi konstrukcjami tych sprężarek przejdziemy do omówienia cyklu pracy sprężarki.



Rys. 86. Schemat budowy sprężarki tłokowej
1-komora ssawna, 2-komora tłoczna,
3-zawór ssawny, 4-zawór tłoczny,
5-cylinder, 6-tłok, 7-mechanizm
korbowy. ZPZ-zewnętrzne położenie
zwrotne, WPZ-wewnętrzne położenie
zwrotne

Cykl roboczy sprężarki tłokowej

Suw ssawny tłoku 6 rozpoczyna się w zewnętrznym położeniu zwrotnym. Podczas ruchu tłoka do wewnątrz następuje wzrost komory roboczej i spadek ciśnienia w wyniku rozrzedzenia resztek gazu pozostałego w komorze. W wyniku różnicy ciśnień w komorze ssawnej i roboczej otwiera się samoczynny zawór ssawny 3 i następuje przepływ gazu do komory roboczej czyli napełnianie. Po osiągnięciu przez tłok wewnętrznego położenia zwrotnego cała objętość komory napełnia się gazem. W chwili przejścia tłoka przez WPZ zawór ssawny zamyka się wskutek zrównania ciśnień po obu stronach i przestrzeń robocza się zamyka, więc podczas ruchu tłoka ku górze, gaz ulega sprężeniu. Gdy ciśnienie wewnątrz cylindra przekroczy wartość ciśnienia po stronie tłocznej otwiera się zawór tłoczny 4 i w dalszej części ruchu tłoka następuje wytłaczanie gazu. W momencie gdy tłok osiągnie ZPZ, zawór 4 zamyka się i tak kończy się jeden cykl pracy.

Teoretyczna objętość skokowa sprężarki tłokowej

$$V_t = \frac{\pi \cdot d^2}{4} s \cdot n \cdot i,$$

gdzie: d - średnica cylindra

s - skok

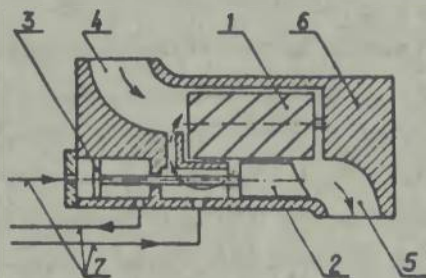
n - liczba obrotów

i - liczba cylindrów.

Sprężarka śrubowa



Rys. 87. Fazy pracy sprężarki śrubowej



Rys. 88. Schemat budowy sprężarki śrubowej

1-wirnik roboczy, 2-suwak regulacyjny, 3-siłownik olejowy,
4-wlot, 5-wylot, 6-korpus sprężarki, 7-zasilanie siłownika

Schemat budowy sprężarki śrubowej przedstawiono na rys. 87, 88. Głównym elementem sprężarki są dwa wirniki (bezstykowe) o śrubowym układzie ząbienia. Wirnik główny - czynny otrzymuje napęd z zewnątrz. Posiada on 4 zęby, natomiast pomocniczy - bierny, 6 zębów. Ząbienie bezstykowe zabezpiecza włączany pod ciśnieniem olej, który spełnia oprócz tego rolę medium chłodzącego i tłumiącego drgania. Cykl roboczy sprężarki śrubowej (rys. 87), składa się z czterech faz: ssania, przetłaczania, sprężania i wtlaczania. Podczas ssania pary wchodzi w przestrzeń międzyczębną (podczas obrotu wirników powiększającą się). W połowie obrotu wirników objętość międzyczębna osiąga maksimum i następuje faza przenoszenia (zamknięta przestrzeń robocza), po czym następuje zmniejszanie się tej przestrzeni, czemu towarzyszy sprężenie czynnika. Jest to faza sprężania. Trwa ona do momentu, gdy zmniejszająca się przestrzeń zostaje ze stroną tłoczną. Następuje więc faza wytłaczania.

Jedną z istotniejszych zalet sprężarek śrubowych jest możliwość płynnej regulacji wydajności od 10-100%. Schemat urządzenia regulującego wydajność ukazuje rys. 88, przesuwając odpowiednio suwakiem 2, następuje regulacja wydajności. Sprawność termiczna sprężarki śrubowej w miarę zmniejszania jej wydajności maleje jednak bardzo szybko. Teoretyczna wydajność objętościowa sprężarki śrubowej:

$$V_L = (A_1 + A_2) \cdot L \cdot n_1 \cdot z_1,$$

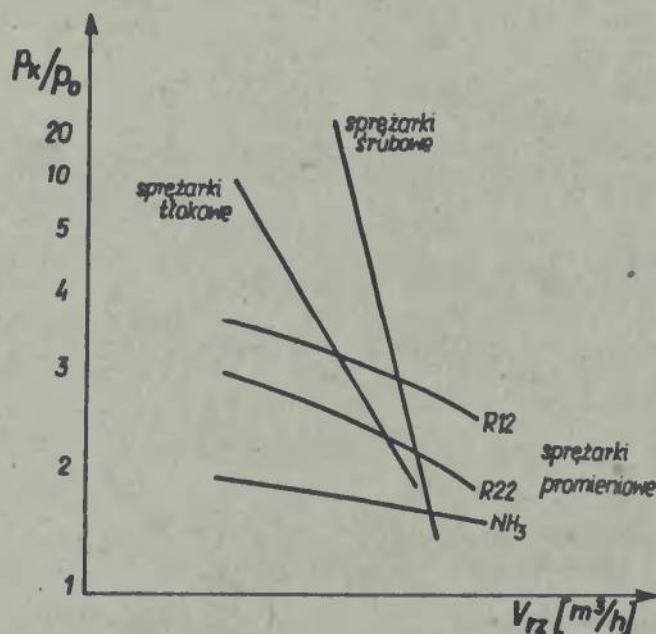
gdzie:

A_1, A_2 - pole przekroju osłowego wrębów wirników czynnego i biernego

L - długość czynna wirnika

n_1 - liczba obrotów wirnika

z_1 - liczba zębów wirnika.

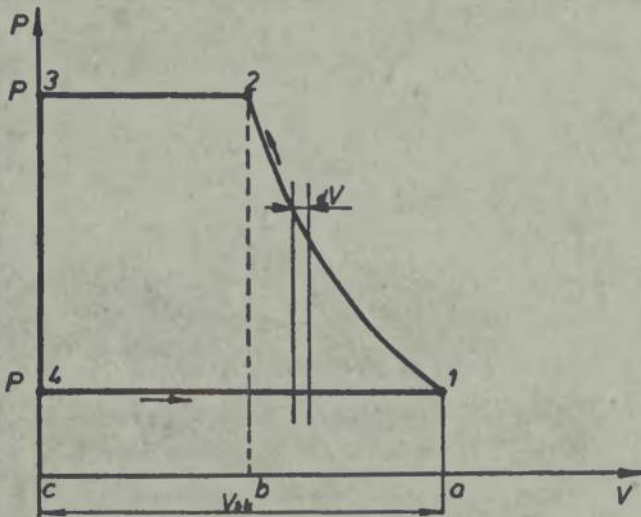


Rys. 89. Wydajność objętościowa sprężarek w funkcji P_k/P_0

Cechą wyróżniającą sprężarki śrubowe, w porównaniu ze sprężarkami tłokowymi a w szczególności w porównaniu ze sprężarkami przepływowymi, jest ich wysoka sprawność wolumetryczna w szerokim zakresie wartości stosunków sprężania P_k/p_0 (rys. 89). W miarę wzrostu stosunku sprężania, w sprężarce śrubowej wydajność objętościowa maleje minimalnie, natomiast w sprężarce tłkowej spada znacznie szybciej, a bardzo znacznie maleje dla sprężarek przepływowych.

Obieg roboczy sprężarki doskonałej, w której nie występują żadne straty, przedstawiono na rysunku 90. Występują tu następujące przemiany termodynamiczne:

- izochora 3-4 V -idem, praca przemiany jest równa zeru;
- izobara 4-1 p -idem, praca przemiany jest równa polu prostokąta 4-1-a-c;
- izentropa-adiabata odwracalna 1-2 $Q = 0$, praca przemiany jest równa polu figury 1-2-b-a;
- izobara 2-3 p -idem, praca przemiany jest równa polu prostokąta 2-3-c-b



Rys. 90 Wykres indykatorowy sprężarki doskonałej

Ponieważ przyjmuje się, że praca wykonana przez układ posiada znak przeciwny, niż praca wykonana na układzie, praca sumaryczna obrotu zważając na pracę napędową, odpowiada polu wykresu 1-2-3-4 i posiada znak dodatni.

Praca bezwzględna kompresji adiabatycznej

$$L_{1-2} = \frac{p_1 \cdot v_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = \frac{p_1 \cdot v_1}{\kappa - 1} \left[1 - \frac{T_2}{T_1} \right] \quad (109)$$

Ta sama zależność obowiązuje dla adiabatycznej pracy ekspansji, przy czym na wykresie należy zmienić położenie punktów 1 i 2 (praca sprężania ma znak ujemny). Praca techniczna przemiany wynosi

$$L_t = \kappa \cdot L_{1-2} \quad (110)$$

Dla przemian politropowych zależności te przyjmują formę analogiczną, stąd

$$L_{1-2} = \frac{p_1 \cdot v_1}{n - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{p_1 \cdot v_1}{n - 1} \left[1 - \frac{T_2}{T_1} \right] \quad (111)$$

i

$$L_t = n \cdot L_{1-2} \quad (112)$$

Następnie korzystając z zależności 109, 110 możemy wyznaczyć równanie na pracę napędową sprężarki doskonałej, równą bezwzględnej pracy technicznej kompresji adiabatycznej

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} v_1 \cdot p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (113)$$

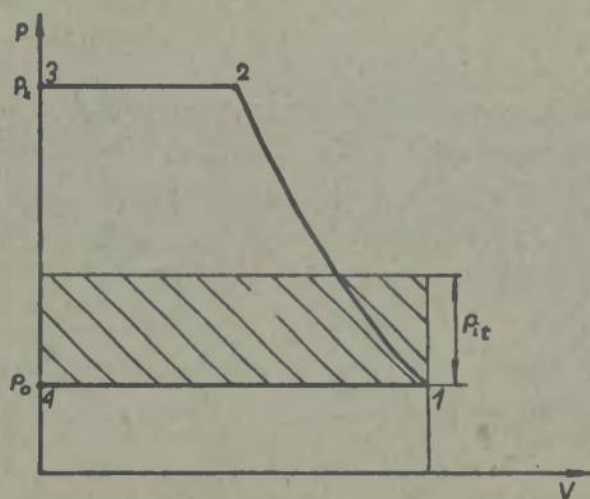
W praktyce korzystne jest wprowadzenie do szeregu obliczeń pojęcia średniego ciśnienia indykowanego. Praca wykonana przy ciśnieniu indykowanym jest równa pracy danego obrotu

$$L = v_1 \cdot p_{it} \quad (114)$$

Porównując zależności 113 i 114 otrzymano

$$p_{it} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 \left[\left(\frac{p_0}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (115)$$

Ponieważ moc napędowa jest proporcjonalna do jej pracy a ta do średniego ciśnienia indykowanego, umożliwia to analizę przebiegu mocy.



Rys. 91 Średnie teoretyczne ciśnienie indykowane

Wykorzystując zależność 115 można wyznaczyć maksymalne wartości p_{it} dla określonego p_k , bez konieczności sporządzania krzywej (rys. 69). Przez zróżniczkowanie zależności 115 względem p_0 otrzymuje się

$$\frac{\partial p}{\partial p_0} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(p_k \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{1}{\kappa} \cdot p_0 \frac{1 - \kappa}{\kappa} - 1 \right), \quad (115)$$

atąd maksimum

$$p_0 = \kappa^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \cdot p_k \quad (117)$$

Po podstawieniu do zależności 115 uzyskujemy ostateczny wzór na średnie ciśnienie indykowane

$$p_{itmax} = \kappa^{\frac{1}{1-\kappa}} \cdot p_k \quad (118)$$

Moc napędowa sprężarki będzie

$$N_t = \frac{V_s p_{it}}{36,72}$$

p_{it} - średnie ciśnienie indykowane obiegu teoretycznego kp/cm^2

Proces sprężania w sprężarce teoretycznej - doskonałej różni się od przebiegającego w rzeczywistej sprężarce tym, iż w niej nie występują

żadne straty energetyczne i objętościowe. W rzeczywistych sprężarkach wskutek występowania przestrzeni szkodliwej, cieplnego oddziaływania ścian cylindra, nie szczelności oraz oporów przepływu na zaworach, występują straty objętościowe i energetyczne.

Straty objętościowe - polegają na zmniejszeniu rzeczywście zasysanej i przetłoczonej przez sprężarkę ilości czynnika w stosunku do ilości czynnika przetłaczanego przez sprężarkę idealną.

Straty energetyczne - cieplne i mechaniczne pocinają za sobą zwiększenie zużycia mocy w stosunku do mocy potrzebnej teoretycznie w sprężarce idealnej.

6.1. Sprawność objętościowa sprężarki tłokowej

Stosunek ilości rzeczywście przetłaczanego czynnika chłodniczego $\dot{m}_{rz}$ przez sprężarkę do ilości $\dot{m}_t$ przetłaczanej przez sprężarkę doskonałą (w tych samych warunkach) nazywamy stopniem dostarczania

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{rz}}{\dot{m}_t} . \quad (119)$$

W procesie przetwarzania sprężarki rzeczywistej występują następujące grupy strat objętościowych

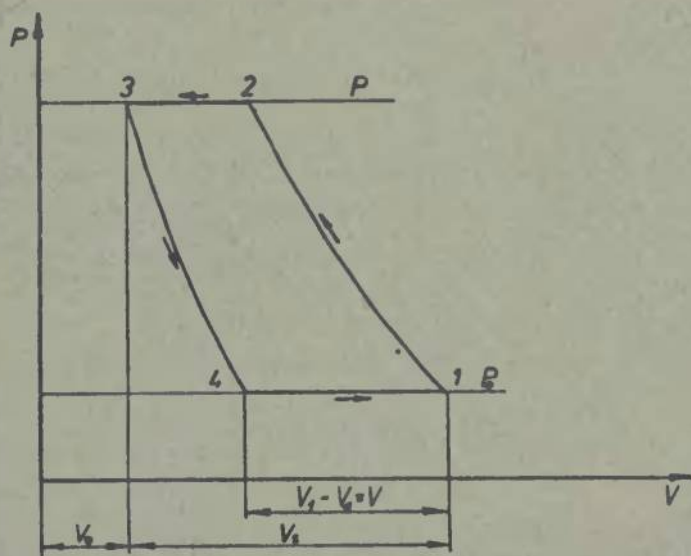
$$\lambda = \lambda_r \cdot \lambda_d \cdot \lambda_p \cdot \lambda_n , \quad (120)$$

gdzie:

- λ_r - wskaźnik przestrzeni szkodliwej,
- λ_d - wskaźnik dławienia,
- λ_p - wskaźnik podgrzania,
- λ_n - wskaźnik nie szczelności .

6.1.1. Straty związane z istnieniem przestrzeni szkodliwej

Miarą wykorzystania cylindra w określonych warunkach jest współczynnik dostarczania lub sprawności objętościowej sprężarki. Współczynnik dostarczania jest więc stosunkiem objętości zasysanego czynnika do objętości skokowej cylindra.



Rys. 92 Wpływ przestrzeni szkodliwej

$$\lambda_r = \frac{v_1 - v_4}{v_s} = \frac{v}{v_s} \quad (121)$$

gdzie: v = objętość zasysana

$$\lambda_r = \frac{v_s + v_0 - v_4}{v_s} \quad (122)$$

Objętość v_4 wyznaczona z równania politropy

$$P \cdot v_0^m = P_0 \cdot v_4^m \quad (123)$$

stąd

$$v_4 = v_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (124)$$

Stąd oznaczając przez $\epsilon = v_0/v_s$ otrzymano

$$\lambda_r = 1 - \epsilon \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (125)$$

Jak więc wynika z zależności, współczynnik dostarczania jest mniejszy od jedności i zależy od wielkości przestrzeni szkodliwej oraz sto-

sunku ciśnień. W praktyce, w nowoczesnych sprężarkach przestrzeń szkodliwa waha się w granicach od 1,5 ÷ 4 % [92].

Ponadto należy pamiętać, iż wykładnik politropy w warunkach rzeczywistego sprężania jest zmienny w czasie procesu. Wykładnik politropy ekspansji dla czynników chlorowcopochodnych ma małe wartości, stąd stosunek p_k/p_0 nie powinien przekraczać wartości 6. Ze wzrostem szybkości wykładnik ten rośnie, wpływa to korzystnie na sprawność.

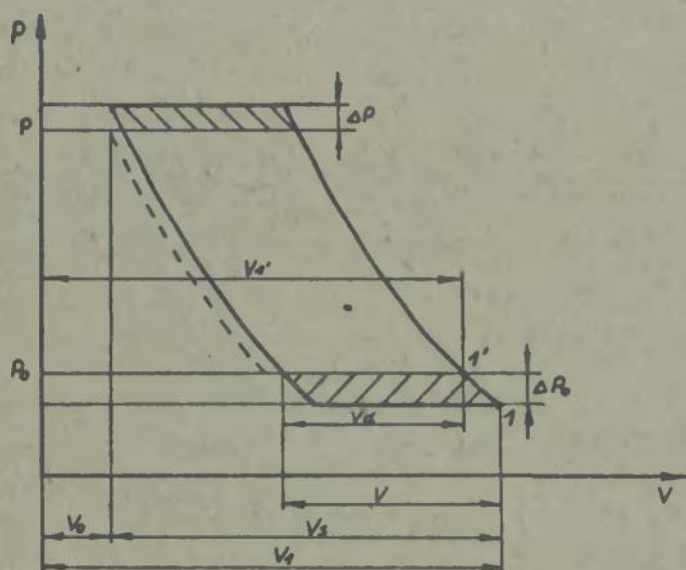
6.1.2. Wpływ dławienia przy przepływie przez zawory

Ciśnienie panujące w cylindrze podczas procesu zasysania czynnika jest niższe o Δp_s od ciśnienia p_0 , natomiast w trakcie procesu wytłaczania ciśnienie jest wyższe o Δp od ciśnienia panującego w rurociągu tłocznym. Spadki ciśnienia spowodowane są: oporami przepływu czynnika przez kanały i zawory, oporami związanymi działaniem sprężyn współpracujących z płytkami zaworowymi oraz oporami związanymi z przyleganiem tych ostatnich do gniazd zaworowych. Spadki ciśnienia wywołane oporami przepływu są proporcjonalne do kwadratu prędkości przepływającego czynnika. Spadek ciśnienia następuje na oporach liniowych przepływu wskutek tarcia oraz na oporach miejscowych wskutek zmian przekroju i kierunku przepływu powodujących dławienie i zawirowanie

$$\Delta p = \sum \left(\frac{1}{d} \lambda + \xi \right)^2 \cdot \frac{\rho w^2}{2} \left[k_p / m^2 \right], \quad (126)$$

gdzie:

- ρ - gęstość czynnika kg/m^3
- w - prędkość przepływu m/s
- l - długość przewodu m ,
- d - średnica przewodu m ,
- λ - liczba tarcia,
- ξ - liczba oporu miejscowego.



Rys. 93 Wpływ spadku ciśnienia podczas procesu ssania i tłoczenia na współczynnik dławienia

Spadki ciśnienia Δp_0 i Δp powodują dodatkowe straty objętościowe i energetyczne. Podczas procesu zasysania ciśnienie panujące w cylindrze wynosi $p_0 - \Delta p_0$, a objętość czynnika V (rys. 71). Teoretycznie ciśnienie powinno wynosić P_0 , przy którym objętość czynnika zasysanego wynosi V_d , stąd wpływ zasysania można uwzględnić przez zależność

$$\lambda_{ds} = \frac{V_d}{V} = 1 - \frac{V - V_d}{V} \quad (1.5)$$

Różnice objętości $V - V_d$ można wyznaczyć za pomocą równania Clapeyrona, przy założeniu upraszczającym iż proces $1 - 1'$ jest izotermiczny (nieznaczna odległość) stąd

$$V_1 (P_0 - \Delta P_0) = MRT_1$$

$$V_1 \cdot P_0 = MRT_1$$

$$V - V_d = V_1 \frac{\Delta P_0}{P_0}$$

Uwzględniając że:

$$\frac{v}{v_s} = \lambda_r; \frac{v_o}{v_s} = e; v_1 = v_s + v_o,$$

stąd

$$\lambda_{ds} = 1 - \frac{\Delta P_o}{P_o} \cdot \left(\frac{1+e}{\lambda_r} \right) = 1 - \frac{\Delta P_o}{P_o} \cdot \left(\frac{v_s + v_o}{v} \right). \quad (127)$$

Ponieważ dla sprężarki teoretycznej $e = 0$ oraz $\lambda_r = 1$, stąd

$$\lambda_{ds} = 1 - \frac{\Delta P_o}{P_o}. \quad (128)$$

To umożliwia określenie wpływu spadku ciśnienia ΔP_o odrębnie $\lambda'_{ds} > \lambda_{ds}$.

Jednak proces wytłaczania czynnika w rzeczywistości przebiega też z oporami, stąd

$$\lambda' = 1 - e \left[\left(\frac{P_k + \Delta P_t}{P_o} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]. \quad (129)$$

Po podstawieniu wyrażenia (127) do równania (129) otrzymano

$$\lambda_d = 1 - \frac{\Delta P_o}{P_o} \left(\frac{1+e}{\lambda'} \right). \quad (130)$$

Z rysunku 71 można odczytać, że ze względu na spadki ciśnienia ΔP_o i ΔP_t oraz wpływ przestrzeni szkodliwej, sprężarka o objętości skokowej v_s zasysa czynnik o objętości v_d , stąd indyktorowy współczynnik dostarczania

$$\lambda_1 = \frac{v_d}{v_s} = \frac{v_d}{v} \cdot \frac{v}{v_s} = \lambda_r \cdot \lambda_d. \quad (131)$$

Ponieważ $\lambda_d = \lambda'$, zatem można napisać, że

$$\lambda_1 = \lambda' \left[1 - \frac{\Delta P_o}{P_o} \left(\frac{1+e}{\lambda'} \right) \right] \quad (132)$$

i po uwzględnieniu zależności (129)

$$\lambda_1 = \frac{P_o - \Delta P_o}{P_o} - e \left[\left(\frac{P_k + \Delta P_t}{P_o} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{P_o - \Delta P_o}{P_o} \right]. \quad (133)$$

Dla sprężarek: amoniakalnych wartości tych strat zgodnie z literaturą

$$(92) \text{ wynoszą } \Delta P_o = (0,03 \div 0,05) P_o,$$

$$\Delta P_t = (0,05 \div 0,07) P_k$$

a dla sprężarek na czynniki chlorowcopochodne

$$\Delta P_o = (0,05 \div 0,10) P_o ,$$

$$\Delta P_t = (10,10 \div 0,15) P_k .$$

Wpływ przestrzeni szkodliwej s na λ_d jest pozorny, bowiem bezwzględna wartość strat, to znaczy długość odcinka 1'-1 na rysunku 2, jest niezależna od wartości s . Rzeczywisty wpływ na wielkość wskaźnika dla-
wienia podczas zasysania wywiera wielkość depresji względnej $\frac{\Delta P_{ss}}{P_o}$,
decyduje ona o wartości bezwzględnej i względnej straty.

6.1.3. Wpływ podgrzewania czynnika podczas zasysania

W czasie sprężania temperatura czynnika jest wyższa od temperatury ścianek i stąd ogrzewa je. Natomiast podczas zasysania temperatura czynnika jest niższa od temperatury powierzchni cylindra. Następuje więc ogrzewanie czynnika chłodniczego. W wyniku wzrostu temperatury zasysanego czynnika powstają straty objętościowe. Wzrost temperatury czynnika zasysanego spowodowany jest również mieszaniem się z czynnikiem razotkowym, który znajdował się w cylindrze po poprzednim rozprężaniu.

Gdyby cylinder sprężarki zasysał objętość V_d czynnika o objętości właściwej V_o (odpowiadającej wlotowej temperaturze do sprężarki t_o) to ilość masy

$$m = \frac{V_d}{V_o} \quad (134)$$

a przy temperaturze t_1 i objętości właściwej V_1 będzie

$$m_1 = \frac{V_d}{V_1} , \quad (135)$$

gdzie m_1 jest mniejsza od m .

Tak więc objętość zasysana odniesiona do parametrów początkowych

$$V_{do} = m_1 \cdot V_o = V_d \cdot \frac{V_o}{V_1} . \quad (136)$$

Stosunek objętości V_{do} do V_d daje pojęcie o wpływie podgrzewania czynnika podczas procesu zasysania i oznaczony jest przez λ_p

$$\lambda_p = \frac{v_{do}}{v_d} = \frac{p_1}{p} = \frac{v_o}{v_1} = \frac{T_o}{T_1} \quad (137)$$

Współczynnik podgrzewania czynnika zależy od temperatury w końcu sprężania czynnika, która wynika ze stopnia sprężania p_k/p_o . Im wyższy stopień sprężania tym wyższą temperaturę końcową osiąga czynnik, a tym samym wyższa jest temperatura ścianek cylindra.

Dla sprężarek powietrznych z pewnym przybliżeniem przyjąć można:

$$\lambda_p = 1 - 0,025 \left(\frac{p_k}{p_o} - 1 \right) \quad (138)$$

Dla sprężarek przelotowych stojących i innych wyznaczyć można λ_p z przybliżonych zależności opracowanych przez I. Lewina (92) gdzie:

$$\lambda_p = \frac{T_o}{T_k} \quad (139)$$

a dla małych sprężarek łożących

$$\lambda_p = \frac{T_o}{T_k - 40} \quad (140)$$

dla dużych łożących

$$\lambda_p = \frac{T_o}{T_k + 26} \quad (141)$$

6.1.4. Wpływ nieszczelności

Wskutek nieszczelności zaworów, dławnic oraz pierścieni tłokowych itp. powstają przecieki czynnika z przestrzeni o ciśnieniu wyższym do przestrzeni o ciśnieniu niższym. Przecieki te powodują straty objętościowe, które wielkościowo ujmuje współczynnik szczelności λ_n . Współczynnik szczelności można przedstawić jako stosunek objętości v_e czynnika przetłoczonego, określonej przy parametrach na ssaniu do objętości v_{do} .

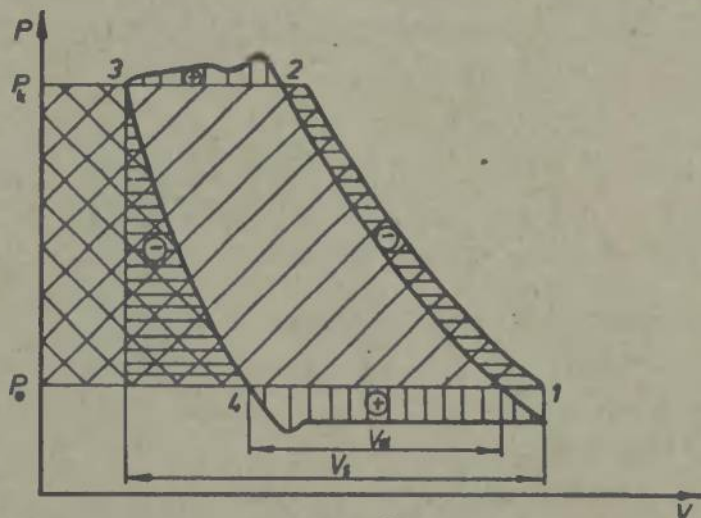
$$\lambda_n = \frac{v_e}{v_{do}} \quad (142)$$

Należy zaznaczyć, iż zależy on od stosunku sprężania i od stosunku objętości skokowej do wielkości powierzchni uszczelniającej. Współczynnik

nik szczelności do obliczeń przyjąć można w granicach $\lambda_n = 0,95 \div 0,995$

6.2. Sprawność energetyczna

Sprawność energetyczna sprężarki jest miernikiem jej stopnia doskonałości pod względem energetycznym w porównaniu ze sprężarką doskonałą. Sprawność energetyczna sprężarki jest wyrażona stosunkiem jednostkowej pracy napędowej sprężania w sprężarce doskonałej do jednostkowej pracy napędowej w sprężarce rzeczywistej.



Rys. 94 Wykres indykatorowy sprężarki rzeczywistej i doskonałej

Na rysunku 94 przedstawiono nałożone na siebie wykresy indykatorowe sprężarek doskonałej i rzeczywistej. Oznaczając przez "plus" pola wykresu rzeczywistego leżące poza polem wykresu teoretycznego (zakresowane pionowo), a przez "minus" (pola kreskowane poziomo) - pola wykresu teoretycznego leżące poza polem wykresu rzeczywistego. Z porównania tych pól wynika, iż ich stosunek może przyjąć różne wartości zarówno większe jak i mniejsze od jedności

$$\eta = \frac{\lambda_1}{\lambda_{1t}} \quad (143)$$

Jeśli wyrazić oba pola przy pomocy iloczynu średnich ciśnień indykowanych i długości skoku s

$$\varphi = \frac{p_1 \cdot s}{p_{1t} \cdot s} = \frac{p_1}{p_{1t}} \quad (144)$$

W obiegu rzeczywistym zachodzi zależność (pomijając straty dławienia $\lambda_d = 1$)

$$\varphi = \frac{p_1}{p_{1t}} = \lambda_1 \quad (145)$$

Przy uwzględnieniu strat dławienia

$$\varphi = \lambda_1 \cdot (1 + \xi), \quad (146)$$

gdzie:

$$\xi = \frac{\Delta p_0 + \left(\frac{p_t}{p_0}\right) \Delta p_t}{p_{1t}} \quad (147)$$

zależność ta przyjmuje wartości nieznacznie wyższe od zera.

6.2.1. Sprawność indykowana adiabaticzna

Jest to stosunek jednostkowej pracy napędowej adiabaticznej do jednostkowej pracy sprężania w sprężarce rzeczywistej (w tych samych warunkach termicznych).

$$\eta_1 = \frac{l_t}{l_1} \quad (148)$$

Ponieważ $l = \frac{L}{m}$ stąd otrzymano

$$\eta_1 = \frac{L_t}{m_t} \cdot \frac{m}{L_1} \quad (149)$$

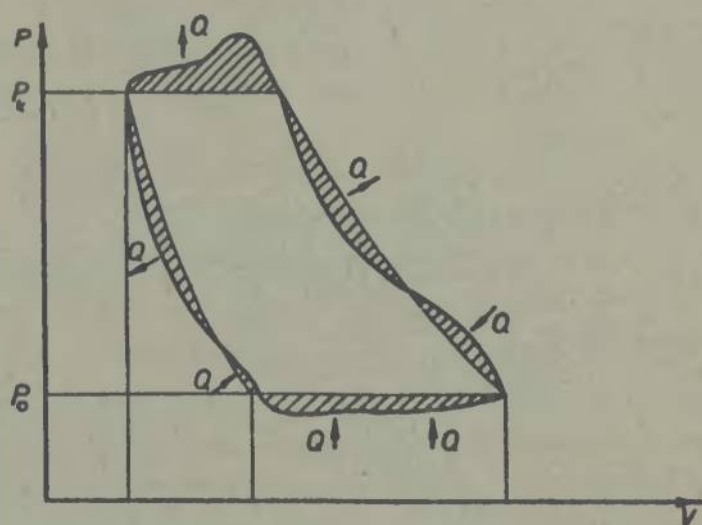
jednocześnie zachodzi $L_t = p_{1t} \cdot V_s$ $L_1 = p_1 \cdot V_s$ oraz $\frac{m}{m_t} = \lambda$, więc po przekształceniu otrzymano

$$\eta_1 = \frac{p_{1t}}{p_1} \cdot \lambda = \frac{\lambda}{\varphi} \quad (150)$$

lub

$$\eta_1 = \frac{\lambda}{\lambda_1 (1 + \xi)} = \frac{1}{1 + \xi} \lambda_p \cdot \lambda_n \quad (151)$$

Podniesienie temperatury początkowej sprężanego czynnika, przy zachowaniu bez zmiany pozostałych parametrów obiegu powoduje wzrost pracy jednostkowej, proporcjonalny do wzrostu temperatury bezwzględnej. Nie-szczelności powodują zmniejszenie sprawności indykowanej wskutek utra-ty zassanego czynnika już po wykonaniu częściowej pracy. Ze wzrostem ξ (opory przepływu) maleje η_1 , podobnie wpływa stosunek sprężania. Na-tomiast ze wzrostem wykładnika politropy następuje wzrost sprawności indykowanej. Istotnym czynnikiem zwiększającym indykowaną pracę na-pędową jest wymiana ciepła podczas zasysania i sprężania czynnika (rys. 95).



Rys. 95 Wpływ wymiany ciepła w cylindrze na wykresie indykatorowym
Procesy wymiany ciepła zmniejszają się ze wzrostem prędkości obrotowej oraz przez stosowanie pary przegrzanej.

Sprawność indykowaną w obliczeniach wyznaczyć można według wzoru J. Lewina [92]

$$\eta_1 = \lambda + b t_0 \quad (152)$$

gdzie:

- t_0 - temperatura wrzenia (ujemna lub dodatnia)
- b - dla sprężarek stojących NH_3 $b = 0,001$, dla freonów $b = 0,0025$

Lub często w obliczeniach wstępnych bezpośrednio przyjmujemy, że

$$\eta_i = \lambda \quad (152a)$$

Proces sprężania w obiegu teoretycznym przegrzanym lub z regeneracją ciepła (rys. 74) określa się korzystając z wzoru na entalpię czynnika wytłoczonego przez sprężarkę (Soumerai).

Wielkość ta wynosi

$$h_4 = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_s} = \Delta h_{st} \quad \text{J/kg} \quad (153)$$

gdzie:

η_s - sprawność izentropowa sprężania, [-],

h_3 - entalpia właściwa mieszaniny par czynnika przegrzanego i pozostałości roztworu ze wymiennikiem regeneracyjnym, [J/kg],

h_4 - entalpia właściwa czynnika sprężanego nieizentropowo na wyjściu ze sprężarki, [J/kg],

h_{4m} - entalpia właściwa czynnika sprężanego izentropowo na wyjściu ze sprężarki, [J/kg],

Δh_{st} - spadek entalpii wskutek przenikania ciepła do otoczenia w czasie sprężania (chłodzenie powietrzem otaczającym lub wodą chłodzącą płaszcz cylindra), [J/kg].

Ponieważ spadek Δh_{st} zależy od konstrukcji sprężarki i sposobu chłodzenia, określenie go, poza nielicznymi wyjątkami gdy możemy przyjąć, że $\Delta h_{st} = 0$, według Soumerai [85] wymagałoby szeregu badań. W dalszych rozważaniach, posługiwano się więc sprawnością izentropową sprężania wyznaczoną ze stosunku.

$$\eta_{sz} = \frac{h_{4m} - h_3}{h_4 - h_3} \quad [-] \quad (154)$$

Wartość tak określonej sprawności η_{sz} zmienia się niestety w dość szerokich granicach i może przekraczać znacznie jedność.

$$\eta_m = \frac{N_1}{N_e}, \quad (155)$$

gdzie:

N_1 - indykowana moc napędowa,

N_e - efektywna moc napędowa.

Często spotyka się użycie pojęcia ciśnienia tarcia, które wyraża straty mechaniczne w postaci umownej nadwyżki ciśnienia indykowanego. Stąd przedstawić można efektywną moc napędową jako sumę

$$N_e = N_1 + N_{tar} = V_s \cdot (P_1 + P_{tar}) \quad (156)$$

i dalej

$$\eta_m = \frac{P_1}{P_1 + P_t} = \frac{N_1}{N_1 + N_{tar}} \quad (157)$$

Jednak ilościowe ujęcie mocy tarcia w praktyce jest bardzo trudna do przeprowadzenia. Według badań zależy ono głównie od: prędkości obrotowej, obciążenia podczas pracy, (ruch jałowy, itp.), temperatury oleju, gabarytów cylindra, ilości cylindrów.

W sprężarkach: amoniakalnych przelotowych przyjmuje się

$$P_t = 0,5 \pm 0,7 \text{ kp/m}^2,$$

$$R \text{ 12 przelotowych} \quad - \quad P_t = 0,3 \pm 0,5 \text{ kp/m}^2,$$

$$R \text{ 12 nieprzelotowych (małych)} \quad - \quad P_t = 0,2 \pm 0,35 \text{ kp/m}^2$$

Praktycznie przyjmuje się, że wartości sprawności mechanicznej wynoszą zgodnie z tabelą

Tabela 6.

Sprawność mechaniczna sprężarek

Typ sprężarki	Sprawność mechaniczna
Sprężarki - wodzikowe pionowe	- 0,90 ± 0,95
Sprężarki - wodzikowe poziome wielostopniowe	- 0,88 ± 0,93
Sprężarki - bezwodzikowe	- 0,80 ± 0,85

Podane wartości dotyczą warunków znamionowych obciążenie mocy napędowej, przy jej zmniejszeniu η_m maleje.

6.2.3. Sprawność efektywna

Sprawności uwzględniająca straty energetyczne łączy się w jedną wielkość, określoną nazwą sprawności efektywnej.

$$\eta_e = \frac{N_t}{N_e}, \quad (158)$$

ponieważ

$$\frac{N_a}{N_e} = \frac{N_t}{N_1} \cdot \frac{N_1}{N_e}, \quad (159)$$

stąd

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_1. \quad (160)$$

6.2.4. Sprawność ogólna

W wielu sprężarkach, w których rozdzielanie strat mechanicznych samej sprężarki i silnika elektrycznego jest niemożliwe (np. sprężarki hermetycznych, semihermetycznych), stosuje się pojęcie sprawności ogólnej

$$\eta_o = \frac{N_1}{N_{el}}, \quad (161)$$

gdzie: N_{el} - moc na zaciskach silnika elektrycznego.

Stąd sprawność ogólną można wyrazić

$$\eta_o = \eta_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{el}, \quad (162)$$

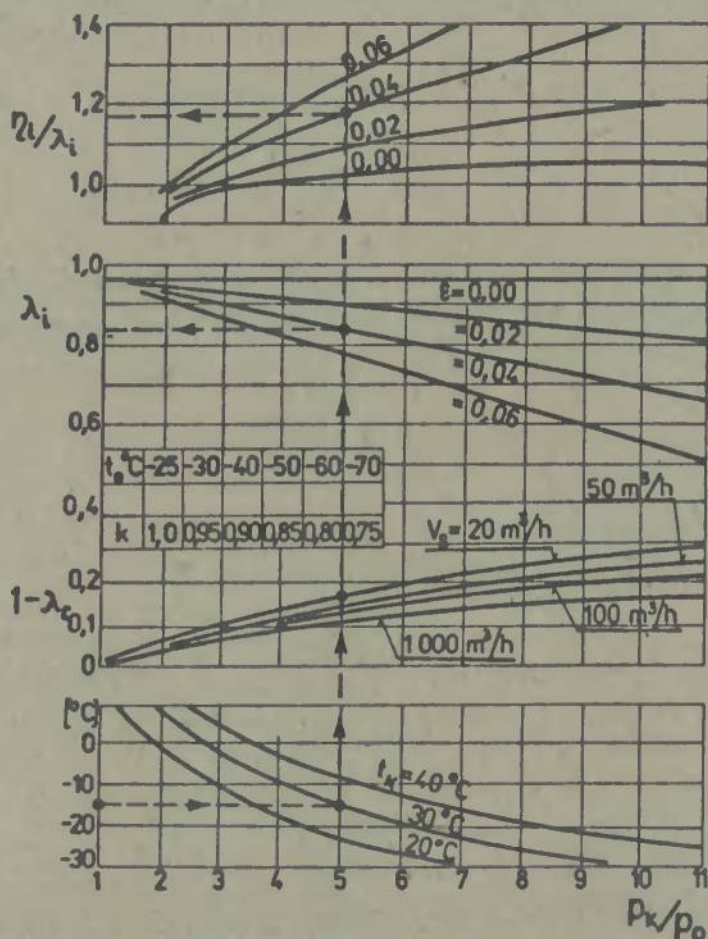
gdzie: $\eta_{el} = \frac{N_e}{N_{el}}$ - sprawności silnika elektrycznego

η_m - sprawność mechaniczna całego zespołu.

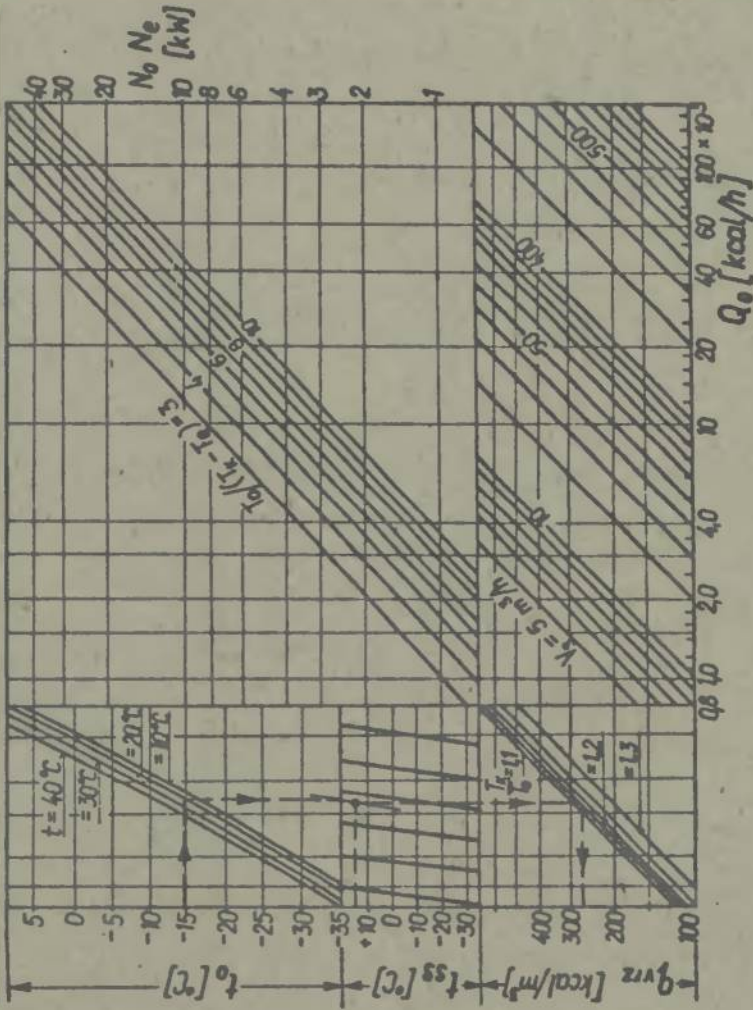
6.3. Wyznaczanie wskaźników termicznych sprężarek

Przy obliczeniach wydajności i efektywnej mocy napędowej sprężarek często konieczne jest wyznaczenie stopnia dostarczenia oraz sprawności indykowanej, gdyż nie ma szczegółowych charakterystyk. W tym przypadku można poszukiwane wskaźniki wyznaczyć na drodze obliczeniowej. Przy założeniu, iż stosowane wzory obliczeniowe dotyczą sprężarek o podobnej konstrukcji i wielkości lub też korzystając z nomogramów czy wykresów opracowanych dla różnych typów sprężarek, parametrów pracy i czynników

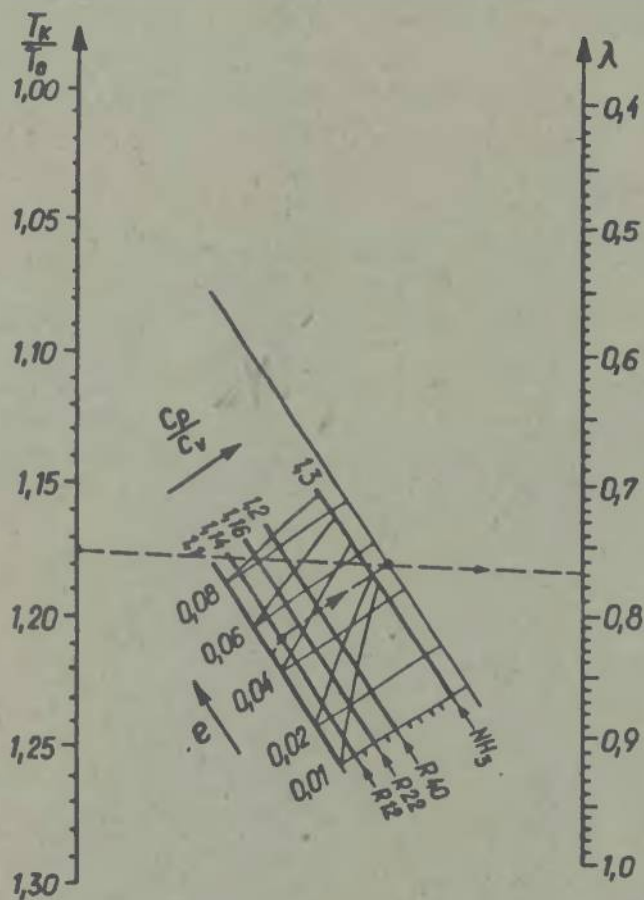
chłodniczych. Opracowania te, oparte o zależności teoretyczne, skonfrontowano z wielkościami zmierzonymi i potwierdzono, że są wystarczająco dokładne dla obliczeń technicznych. (Rys. 97, 98). Sprawność objętościową sprężarki pracującej na innych czynnikach chłodniczych dla znanych wartości c_p/c_v oraz przestrzeni szkodliwej ϵ wyznaczamy z wykresu Bendix Christeneena. Rys. 99 [3].



Rys. 97 Wykres Lingego stopnia dostarczenia i sprawności indykowanej dla sprężarek amoniakalnych $\lambda = [\lambda_i - (1 - \lambda_o)] k$; k - współczynnik korekcyjny zależny od temperatury wrzenia

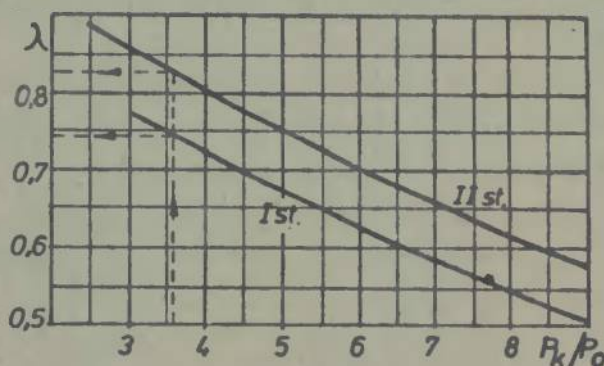


Rys. 98 Nomogram Pierre'a do wyznaczania stopnia dostarczenia dla R-12 wg badań amerykańskich [92]



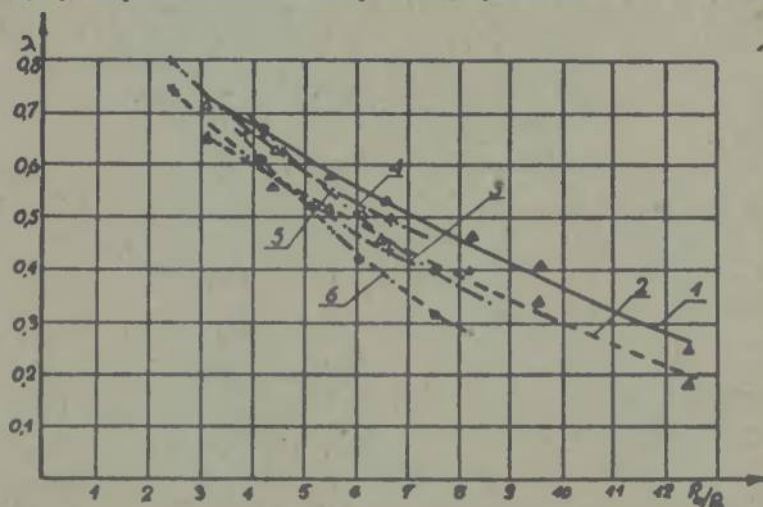
Rys. 99. Wykres Bendix-Christensena do wyznaczania sprawności objętościowej [3]

W urządzeniach chłodniczych dwustopniowych (kaskadowych) sprawność wolumetryczna w dolnym stopniu jest zawsze niższa od sprawności górnego stopnia, co przedstawiono na rysunku 100.



Rys. 100 Sprawność objętościowa w sprężarkach dwustopniowych - I st. praca w niskich ciśnieniach, II st. praca w wysokich ciśnieniach [92]

Badania obiegów chłodniczych przegrzanych i z regeneracją ciepła wykazały zalety przegrzania par na ssaniu i poprawę współczynnika dostarczania λ , co przedstawiono na rysunku 101.



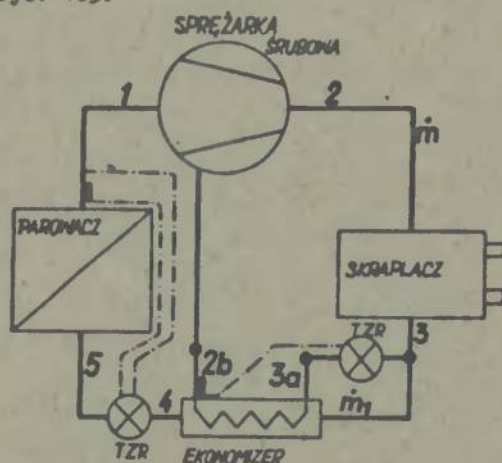
Rys. 101 Współczynnik dostarczania sprężarki [98]

- 1 - obieg z regeneracją R-502, 2 - obieg bez regeneracji R-502,
 3 - przegrzanie R-22 $t = 30K$, 4 - przegrzanie R-22 $t = 5K$
 5 - przegrzanie R-12 $t = 30K$, 6 - przegrzanie R-12 $t = 5K$

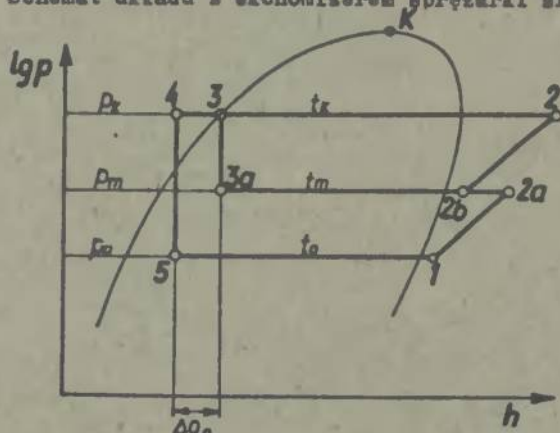
6.4. Sprawność objętościowa i energetyczna sprężarki śrubowej

Ogólnie rzecz biorąc, poszczególne czynniki strat, występujące w sprężarce tłokowej w mniejszym lub większym stopniu można i tu analizować podobnie. Jednak brak jest opracowanych prostych zależności pozwalających na ocenę wpływu głównych czynników. Firmy produkujące te sprężarki nie udostępniają zbyt wielu materiałów. Wiadomo, iż sprawność wolumetryczna jest znacząco wyższa w porównaniu do sprężarek tłokowych i niewiele zmienia się w funkcji P_k/p_0 .

Jednym ze specyficznych rozwiązań sprężarek śrubowych, jest system doładowania z tak zwanym „ekonomizerem”. Schemat takiego rozwiązania ukazano na rys. 102. Natomiast przebieg procesów na wykresie $\lg p$ - h , przedstawia rys. 103.

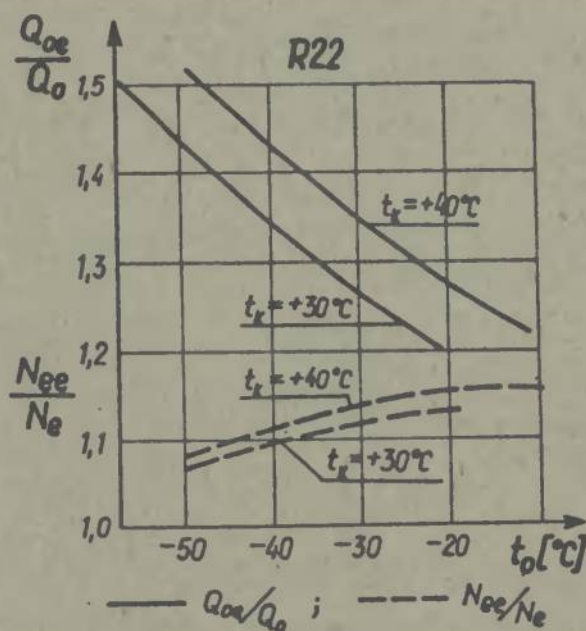


Rys. 102 Schemat układu z ekonomizerem sprężarki śrubowej

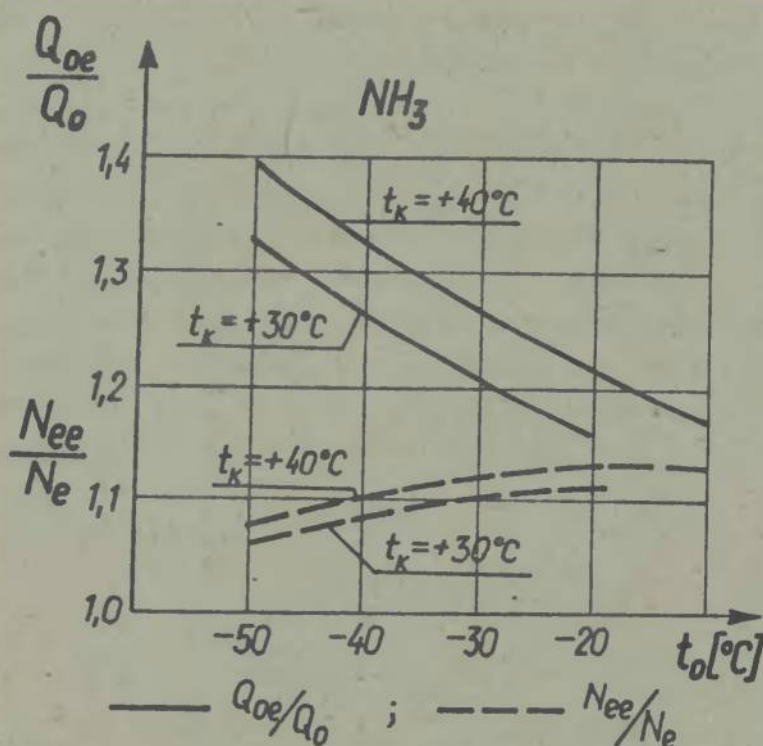


Rys. 103 Obieg chłodniczy z ekonomizerem sprężarki śrubowej w układzie $\lg p$ - h

Czynnik chłodniczy w urządzeniu z ekonomizorem ze skraplacza rozdzielą się na dwie części. Pierwsza przepływa przez wymiennik ciepła, w którym zostaje doziębiona, druga część zdławiona przed doziębieniem do ciśnienia pośredniego p_m odparowuje w nim całkowicie i dopływa do króćca pośredniego sprężarki. Natomiast doziębiony czynnik płynie do parowaczy. Jaki jest wynik tego procesu według danych fabrycznych firmy Kählautomat - NRD, ukazują rysunki 104, 105, dla R-22 i NH_3 . Na rysunkach tych ukazano stosunki wydajności i mocy sprężarki z ekonomizorem i bez niego w funkcji temperatury wrzenia przy stałych temperaturach skraplania.



Rys. 104 Stosunek wydajności chłodniczych i mocy zużywaną przez sprężarkę w obiegu z ekonomizorem i bez dla R-22 (Kählautomat - NRD)



Rys. 105 Stosunek wydajności chłodniczych i mocy zużywaną przez sprężarkę w obiegu z ekonomizorem i bez dla NH_3 (Kühl-automat - NRD)

Jak widać szybko rośnie wydajność chłodnicza obiegu $\dot{Q}_{oe}$, szczególnie w miarę obniżania się temperatury wrzenia, przy tym znacznie szybciej niż zużywana moc N_{ee} . Stąd zrozumiałe jest, że wzrośnie sprawność chłodnicza obiegu.

Efekty tego systemu doładowania są dla R-22 ($\dot{Q}_{oe}$) wyższe w porównaniu z NH_3 , natomiast sprawność chłodnicza zmienia się podobnie dla obu czynników.

6.5. Zadania i obliczenia

Przykład 1

Obliczyć rzeczywistą wielkość sprężarki amoniakalnej oraz jej moc efektywną dla warunków jak w przykładzie 1. (punkt 2.8.1). Zakładana przestrzeń szkodliwa sprężarki $\epsilon = 0,04$. Z wykresu Lingego (rys. 75) wyznaczono zgodnie z ukazaną graficznie procedurą wielkości:

$$\frac{P_k}{P_0} = 5,0; 1 - \lambda_c = 0,16; \lambda_1 = 0,83; \eta_1 / \lambda_1.$$

Obliczenia

Stopień dostarczania sprężarki rzeczywistej amoniakalnej według Lingego

$$\lambda = [\lambda_1 - (1 - \lambda_c)]k = [0,83 - 0,16]1,0 = 0,67.$$

Sprawność indykowana sprężarki rzeczywistej

$$\eta_1 = 1,18 \quad \lambda_1 = 0,98.$$

W sprężarce rzeczywistej w czasie przetłaczania następują straty wolumetryczne. Stąd obliczona wydajność skokowa sprężarki idealnej, która wystarczylaby dla uzyskania zadanej wydajności chłodniczej będzie musiała być osiągnięta przez sprężarkę rzeczywistą pomimo strat. Tak więc rzeczywista objętość przetłaczanego czynnika musi być równa objętości V_t sprężarki idealnej.

$$V_{hrz} = V_t = 15,90 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Wydajność skokowa sprężarki rzeczywistej (bez strat objętościowych).

$$V_{ht} = \frac{V_{hrz}}{\lambda} = \frac{V_t}{\lambda} = 23,73 \text{ m}^3/\text{h}$$

Moc efektywna sprężarki rzeczywistej zgodnie z zależnością (160)

$$N_e = \frac{N_t}{\eta_1 \cdot \eta_m}$$

Przyjmując, iż sprężarka jest niewielka-bezwodzikowa, stąd z tabeli 6

dobieramy wartość $\eta_m = 0,80$

$$N_e = \frac{2,04}{0,98 \cdot 0,80} = 2,60 \text{ kW}$$

W wyniku strat objętościowych i energetycznych w sprężarce rzeczywistej konieczne jest instalowanie większych cylindrów oraz większych mocy silników elektrycznych w celu uzyskania założonej wydajności chłodniczej Q_0 .

Przykład 2.

Obliczyć rzeczywistą wielkość sprężarki oraz jej moc efektywną dla warunków jak w przykładzie 2. (punktu 2.8.3.). Z nomogramu Pierre'a (rys. 98) odczytujemy

dla R-12 ; $\frac{T_k}{T_0} = \frac{273 + 30}{273 - 15} = 1,17$ i $t_{ss} = +15^\circ\text{C}$ według procedury na rysunku 98:

$$q_{vrz} = 275 \text{ kcal/m}^3.$$

Obliczenia

Objętościowa wydajność chłodnicza teoretyczna (rys. 50)

$$q_{vt} = \frac{h_2 - h_5}{v_2} = 321,3 \text{ kcal/m}^3.$$

Stopień dostarczania sprężarki

$$\lambda = \frac{q_{vrz}}{q_{vt}} = 0,86.$$

Objętość skokową sprężarki, która ma zapewnić założoną wydajność chłodniczą wyznaczamy przy założeniu

$$v_{hrz} = v_t = 8,258 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Stąd wydajność skokowa sprężarki bez strat objętościowych

$$v_{ht} = \frac{v_{hrz}}{\lambda} = \frac{v_t}{\lambda} = 9,60 \text{ m}^3/\text{h}$$

Moc efektywną silnika sprężarki wyznaczono z zależności 152 a

$$\eta_1 = \lambda \quad (\text{patrz pkt. 6.2.3})$$

a z tabeli

$$(\text{pkt. 4.2.2.}) \quad \eta_m = 0,8 \quad (\text{dla małych sprężarek bezwodzikowych})$$

$$N_e = \frac{N_t}{\eta_1 \cdot \eta_m} = \frac{0,408}{0,8 \cdot 0,86} = 0,59 \text{ kW}$$

Przykład 3

W obiegu z regeneracją ciepła obliczyć rzeczywistą wydajność chłodniczą i objętościową sprężarki oraz konieczną moc efektywną silnika elektrycznego. Dla warunków podanych w przykładzie 2 (pkt. 2.8.4.)

Z nomogramu Pierre'a (rys. 98) odczytujemy dla

$$\frac{T_k}{T_0} = \frac{273 + 35}{273 - 25} = 1,24 \quad q_{vrz} = 160 \text{ kcal/m}^3$$

Obliczenia

Objętościowa wydajność chłodnicza teoretyczna (bez dochłódzenia z regeneracji), ale z przegrzaniem

$$q_{vt} = \frac{h_2 - h_3}{v_2} = 210 \text{ kcal/m}^3$$

Stopień dostarczania sprężarki

$$\lambda = \frac{q_{vrz}}{q_{vt}} = 0,76$$

Wydajność objętościowa sprężarki rzeczywistej pracującej z obiegu z regeneracją ciepła będzie

$$v_{hrz} = v_{ht} \cdot \lambda = 176,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Wydajność chłodniczą w obiegu z regeneracją ciepła (patrz str. 51)

$$Q_{orz} = v_{hrz} \cdot q_{vr}$$

$$Q_{orz} = 41,68 \text{ kW}$$

Moc efektywna sprężarki (wskutek strat objętościowych N_t zmalała również) analogicznie do poprzedniego sadania będzie $\eta_m = 0,8$:

$$\eta_i = \lambda = 0,76$$

$$N_e = \frac{N_{tz}}{\eta_i \eta_m}$$

$$\text{Wyznaczenie } N_{tz} = v_{hrz} \frac{l_{tr}}{v_2} = 12,73 \text{ kW}$$

stąd po uwzględnieniu η_m i η_i

$$N_e = 20,9 \text{ kW}$$

Przykład 4.

W obiegu dwustopniowym obliczyć rzeczywistą wydajność sprężarek oraz moc efektywną ich napędu dla warunków jak w przykładzie 3 (punkt 2.8.5.).

Stąd dla $\frac{P_k}{P_m} = \frac{P_m}{P_o} = 3,6$ odczytujemy z rysunku 100

$$\lambda_I = 0,74,$$

$$\lambda_{II} = 0,825.$$

Obliczenia

Wydajność objętościowa rzeczywista sprężarek dolnego stopnia i górnego będzie

$$V_{hrz_h} = V_{tn} = V_{htn} \cdot \lambda_I = 1,8633 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{hrz_w} = V_{tw} = V_{htw} \cdot \lambda_{II} = 0,9212 \text{ m}^3/\text{s} ,$$

stąd teoretyczna wydajność objętościowa (bez strat wolumetrycznych)

$$V_{htn} = \frac{V_{tn}}{\lambda_I} = 2,518 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$V_{htw} = \frac{V_{tw}}{\lambda_{II}} = 1,117 \text{ m}^3/\text{s} .$$

Moc efektywna sprężarek będzie (zgodnie z zależnością 152a przyjmujemy $\eta_i = \lambda$ oraz z tabeli 6 $\eta_{mn} = 0,90$ i $\eta_{mw} = 0,98$ zakładamy różnicę, gdyż sprężarki niskiego stopnia pracują w trudniejszych warunkach)

$$N_{en} = \frac{N_n}{\eta_i \cdot \eta_{mn}} = 469,1 \text{ kW}$$

$$N_{ew} = \frac{N_w}{\eta_i \cdot \eta_{mw}} = 743,1 \text{ kW} .$$

Przykład 5.

Obliczyć urządzenie chłodnicze "prowiantówki" - statku pasażerskiego, przy następujących założeniach:

$\tau_R = 7$ dni - czas rejsu.

$Z = 170$ - osób załogi,

$P = 300$ - pasażerów,

$t_w = + 25^{\circ}\text{C}$ - temperatura wody morskiej,

$t_p = + 30^{\circ}\text{C}$ - temperatura powietrza,

$t_k = + 35^{\circ}\text{C}$ - temperatura skraplania,

$t_d = + 30^{\circ}\text{C}$ - temperatura dochłodzenia, ciekłego freonu,

$\Delta t_{ZR} = 5\text{K}$ - przegrzanie zaworu rozprężnego,

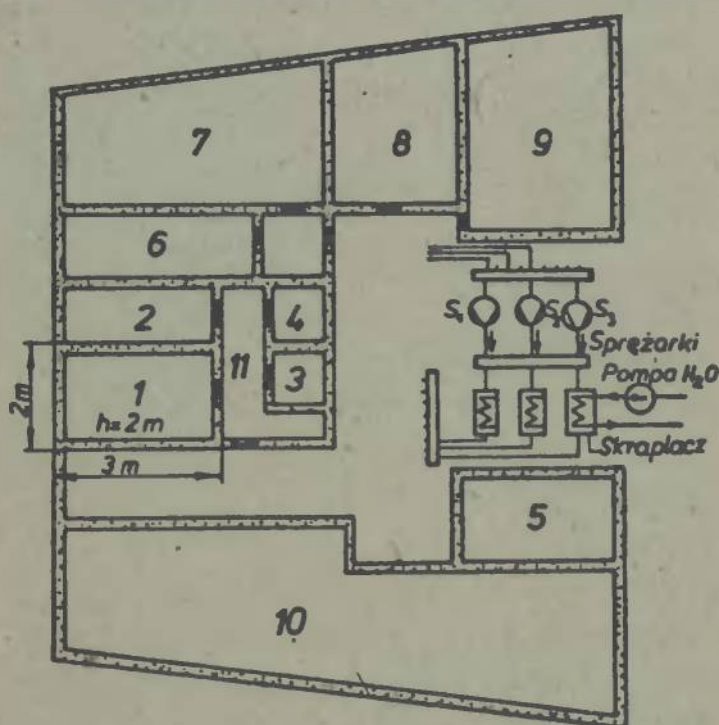
$\Delta t_{ss} = 10\text{K}$ - przegrzanie strat ssania sprężarki.

Szkic prowiantówki przedstawiono na rysunku 80.

$k = 0,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h K}$ - współczynnik przenikania ciepła przez ściany izolowane, komór,

$h = 2 \text{ m}$ - wysokość komór chłodniczych, czynnik chłodniczy freon 502,

czas pracy urządzeń chłodniczych w ciągu doby $\tau_p = 10\text{h}$.



Rys. 106 Schemat rozmieszczenia komór chłodzonych-prowiantówki statku pasażerskiego

Obliczenia

1. Ilość racji dziennych

$$R = \gamma(Z + P) \quad 1,15 = 5370 \text{ racji ,}$$

gdzie:

1,15 współczynnik rezerwy (straty) .

Masy poszczególnych produktów zestawiono w tabeli poniżej wraz z innymi danymi jak: temperatura w komorach chłodzonych, wilgotność względna, czas dochłodzenia oraz dociążenie cieplne komór.

2. Obliczenie obciążenia cieplnego komory 1 - mięsa

2.1. Ilość ciepła przenikającego przez ściany

a) powierzchnia ścian zewnętrznych $A_z = 2 \cdot (3+2) = 10 \text{ m}^2$

b) powierzchnia podłogi i sufitu $A_{ps} = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 12 \text{ m}^2$

c) ściana do przedchłodni $A_p = 2 \cdot 2 = 4 \text{ m}^2$

d) ściana z komorą ryb nie jest brana pod uwagę

$$\text{gdyż } \Delta t = 0$$

$$\Sigma A = 26 \text{ m}^2$$

e) ilość energii cieplnej przenikającej przez ściany

$$\dot{Q}_{1s} = A_z \cdot k [t_p - t] + A_{ps} \cdot k (t_p - t_w) + A_p \cdot k (t_{11} - t_w)$$

$$\dot{Q}_{1s} = 10 \cdot 0,5 [30 - (-18)] + 12 \cdot 0,5 [30 - (-18)] + 4 \cdot 0,5 [2 - (-18)]$$

$$= 568 \text{ kcal/h}$$

f) dobową ilość energii przenikającej przez ściany, przyjęto współczynnik poprawkowy 1,25 (zabezpieczenie na otwieranie) stąd

$$Q_d = 24 \cdot Q_1 \cdot 1,25 = 17040 \text{ kcal/dobę .}$$

2.2. Ilość ciepła potrzebna na dochłodzenie ładunku - nie przewiduje się.

2.3. Ilość ciepła odprowadzanego podczas schładzania powietrza odświeżającego w ciągu doby

$$Q_{1p} = V_1 \cdot n \cdot \rho (h_z - h_w) \quad 24 \text{ ,}$$

gdzie: $n = \frac{1}{8} \text{ h}^{-1}$ krotność wymian powietrza odświeżającego

$h_z = 19 \text{ kcal/kg}$ - entalpia powietrza zewnętrznego przed i po ochłodzeniu
(z wykresu Moliers $h-x$ powietrza)

$$h_w = -3,9 \text{ kcal/kg}$$

$$\rho = 1,293 \text{ kg/m}^3 \text{ - gęstość powietrza .}$$

Stąd

$$Q_{1p} = 1063 \text{ kcal/dobę}$$

Zestawienie przechowywanych produktów w prowiantówce, obciążenia cieplne komór,
warunki termiczne przechowywania

Lp.	Pomieszczenia	Racja dzienna	Masa całkowita (2) x 5370	Objętość brutto	Temperatura w pomieszczeniu	Wilgotność względna	Czas schładzania	Wydatność chłodzenia na dobę
		kg	kg	m ³	°C	%	h	kcal/24h
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Mięsa	0,250	1345	12,0	-18	90	-	20 540
2.	Ryb	0,250	1345	8,0	-18	90	-	8 580
3.	Lody	0,02		3,8	-6	90	-	5 800
4.	Masło	0,120	645	5,2	± 0	80	48	10 880
5.	Nabiał	0,120	645	7,0	± 0	75	48	17 310
6.	Owoce	0,20*	1075	17,5	+ 4	85	96	51 025
7.	Jarzyny	0,40	2150	38,0	+ 4	85	96	51 025
8.	Ziemniaki	0,50	2685	11,3	+ 6	80	96	17 525
9.	Napoje	1,50	8050	30,0	+ 4	70	96	54 100
10.	Suchy prowiant (kasze, maki, chleb)	0,80	6450	65,0	+ 8	70	96	49 960
11.	Przedchłodnia	0,40	6450	65,0 8,2	+ 8 + 2	70	96	49 960

2.4. Ilość ciepła wydzielonego w pomieszczeniu w wyniku pracy wentylatora $N_v = 0,12$ kW.

$$Q_{1v} = 24 \cdot N_v \cdot 860 = 2447 \text{ kcal/dobę}.$$

2.5. Sumaryczne obciążenie cieplne

$$Q_1 = \sum Q_{1v} = 20540 \text{ kcal/dobę}.$$

3. Dla pozostałych komór obliczenia obciążeń cieplnych zestawiono w tabeli.

4. Założono w urządzeniu dwa odrębne obiegi z dwiema temperaturami wrzenia (ciśnieniami)

$$t_{oI} = -30^\circ\text{C dla komór 1, 2 i 3 ;}$$

$$t_{oII} = -10^\circ\text{C dla komór 4 i 11 .}$$

5. Obciążenia cieplne obiegów:

$$\text{a) komory 1 i 3 } t_{oI} = -30^\circ\text{C} \quad Q_{oI} = 34\,920 \text{ kcal/dobę}$$

$$\text{b) komory 4 i 10 } t_{oII} = -10^\circ\text{C} \quad Q_{oII} = 200\,790 \text{ kcal/dobę ,}$$

z tym, że 80 200 kcal/dobę jest to ilość ciepła odbieranego od masy ładunku w komorach (dwie lub cztery doby).

6. Wielkość sprężarek i innych aparatów urządzenia chłodniczego "pro-wiantów". Dla R-502 z wykresu Bendix-Christensena (rys. 99) zakładając że $\epsilon = 4\%$,

$$\frac{T_k}{T_o} = 1,27 \quad \lambda_I = 0,67$$

$$\frac{T_k}{T_o} = 1,17 \quad \lambda_{II} = 0,79 .$$

Z wykresu lgp h R-502 odczytano entalpie w poszczególnych punktach zgodnie z rysunkiem 101

$$h_c = 904 \text{ kJ/kg}$$

$$h_I = 1005 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{II} = 1014 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{sI} = 1012 \text{ kJ/kg}$$

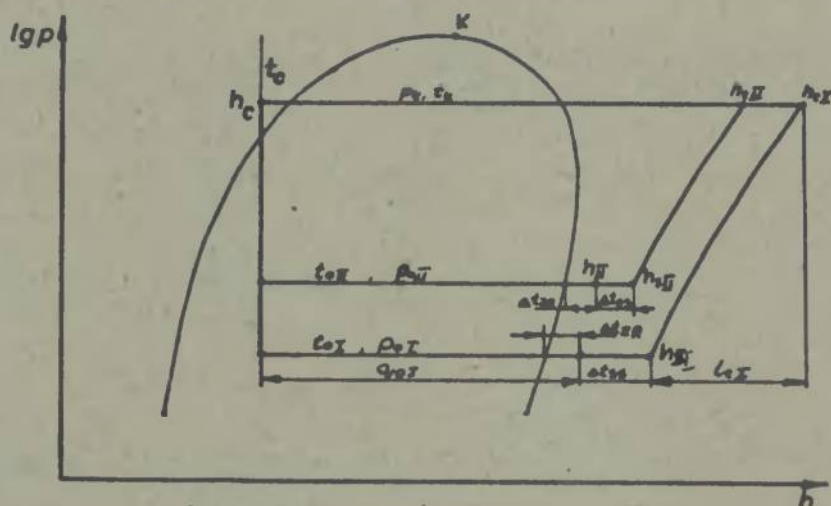
$$h_{sII} = 1022 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{tI} = 1052 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{tII} = 1047,5 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{sI} = 0,092 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{sII} = 0,047 \text{ m}^3/\text{kg}.$$



Rys. 107 Schemat dwóch obiegów chłodniczych rowiantówki

$$t_{oI} = -30^{\circ}\text{C}; t_{oII} = -10^{\circ}\text{C}$$

A. Obliczenia obiegów

Właściwa masowa wydajność chłodnicza obiegów

$$q_{oI} = h_I - h_c = 101 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{oII} = h_{II} - h_c = 110 \text{ kJ/kg}.$$

Jednostkowa praca sprężania obiegów

$$l_{tI} = h_{tI} - h_{sI} = 40 \text{ kJ/kg}$$

$$l_{tII} = h_{tII} - h_{sII} = 25,5 \text{ kJ/kg}.$$

Właściwa wydajność chłodnicza obiegów

$$q_{vI} = \frac{q_{oI}}{v_{sI}} = 1098 \text{ kJ/m}^3 = 262,01 \text{ kcal/m}^3$$

$$q_{vII} = \frac{q_{oII}}{v_{sII}} = 2340 \text{ kJ/m}^3 = 558,5 \text{ kcal/m}^3.$$

Teoretyczny współczynnik sprawności termicznej obiegu

$$\varepsilon_{tI} = \frac{q_{oI}}{I_{tI}} = 2,52$$

$$\varepsilon_{tII} = \frac{q_{oII}}{I_{tII}} = 4,31.$$

B. Teoretyczna wydajność objętościowa rzeczywistej sprężarki

a) w obiegu niskiej temperatury

$$v_{htI} = \frac{q_{oI}}{\gamma_p \cdot \lambda_I \cdot q_{VI}} = \frac{34\,920}{10 \cdot 0,67 \cdot 262,01} = 19,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

tak więc dobieramy sprężarkę typu MZR $v_{ht} = 23,1 \text{ m}^3/\text{h}$

b) w obiegu temperatur "plusowych"

$$v_{htII} = \frac{q_{oII}}{\gamma_p \cdot \lambda_{II} \cdot q_{VII}} = \frac{200\,790}{10 \cdot 0,79 \cdot 558,5} = 45,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

• tak więc dobieramy 2 sprężarki typu MZR $v_{ht} = 23,1 \text{ m}^3/\text{h}$ przy tym druga sprężarka po dochłodzeniu ładunku będzie stanowić rezerwę.

C. Moc efektywna napędu sprężarek

$$N_{eI} = \frac{q_{oI}}{\gamma_p \cdot \varepsilon_{tI} \cdot 860 \cdot \eta_{1I} \cdot \eta_{mI}} = 3,0 \text{ kW}$$

$$N_{eII} = \frac{q_{oII}}{2 \cdot \gamma_p \cdot \varepsilon_{tII} \cdot 860 \cdot \eta_{1II} \cdot \eta_m} = 4,29 \text{ kW},$$

gdzie:

$\eta_1 = \lambda_p$ - odpowiednio dla obu obiegów przyjmujemy wartości

$\eta_m = 0,8$ - tabela 6 (punkt 4.2.2.)

Dobieramy silniki jednekowe o mocy $N = 5 \text{ kW}$, aby w urządzeniu chłodniczym panowała wymienialność sprężarek.

D. Wielkość skraplacza

Dobieramy 3 skraplacze płaszczowo-rurowe, których $k = 500 \text{ kcal/m}^2\text{hK}$, wydajność skraplaczy musi być wystarczająca dla obiegu "plusowego",

więc dalej powierzchnię skraplaczy dobieramy do wartości Q_{skr} wyznaczonej

$$Q_{skr} = \frac{Q_{oII}}{2 \cdot \gamma_p} + N_{eII} = 14\,700 \text{ kcal/h.}$$

różnica temperatur w skraplaczu będzie

$$\Delta t_{skr} = 35 - \frac{30 + 25}{2} = 7,5 \text{ K ,}$$

stąd

$$A = \frac{Q_{skr}}{k \cdot \Delta t_{skr}} = 4,14 \text{ m}^2 .$$

Dobieramy z typoszeregu skraplacza o powierzchni $A = 4,6 \text{ m}^2$, masa wody chłodzącej skraplacza

$$\dot{m}_w = \frac{3 \cdot Q_{skr}}{c_w \cdot \Delta t_w} = \frac{3 \cdot 14\,700}{1 \cdot 5} = 8\,820 \text{ kg/h .}$$

E. Wielkość parowacza komory mięsa

Planujemy zastosowanie parowacza typu "grawitacyjnego" współczynnik przenikania ciepła parowacza $k_p = 10 \text{ kcal/m}^2 \text{ h K}$ różnica temperatur w parowaczu $\Delta t = /- 18/-/- 30/ = 12 \text{ K}$,

powierzchnia parowacza

$$A = \frac{Q_1}{k_p \cdot \Delta t \cdot \gamma_p} = \frac{20540}{10 \cdot 12 \cdot 10} = 17,1 \text{ m}^2$$

dobieramy parowacz z typoszeregu o powierzchni $A = 18 \text{ m}^2$

Przykład 6.

Dobrać sprężarkę śrubową pracującą z ekonomizorem w obiegu suchym nasyconym z dochłodzeniem.

Dane wyjściowe:

$Q_0 = 110\,000 \text{ kcal/h}$, schemat urządzenia jest zgodny z rys. 102, freon R-22,

temperatury: $t_o = -40^\circ\text{C}$,

$t_k = +40^\circ\text{C}$,

Założono, iż ciekły czynnik na wyjściu z ekonomizera dochładza się do temperatury międzystopniowej.

Obliczenia i odczyty ciśnienia $p_o = 1,08 \text{ bar}$

$$h_1 = 607,6 \text{ kJ/kg}$$

$$p_k = 15,9 \text{ bar}$$

$$h_{26} = 622,2 \text{ kJ/kg}$$

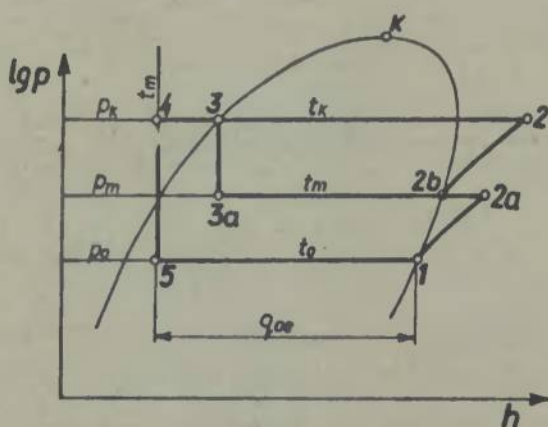
$$p_m = \sqrt{p_k p_o} = 4,14 \text{ bar}$$

$$h_3 = 467,2 \text{ kJ/kg}$$

$$t_m = -6^\circ\text{C}$$

$$h_{4,5} = 410,6 \text{ kJ/kg}$$

Schemat obiegu ukazuje rys. 108.



Rys. 108 Schemat obiegu suchego nasyconego z ekonomizerem w układzie lg p-h

Właściwa wydajność chłodnic z dochładzeniem i bez dochładzenia

$$q_o = h_1 - h_3 = 140,4 \text{ kJ/kg}$$

z dochładzaniem w ekonomizerze

$$q_{oe} = h_1 - h_4 = 196,9 \text{ kJ/kg}$$

masa czynnika krążącego w obiegu

$$\dot{m} = \frac{Q_o}{q_{oe}} = 2340 \text{ kg/h}$$

Bilans masowy i energetyczny

$$\dot{m}_1(h_3 - h_4) = \dot{m}_2(h_{26} - h_3)$$

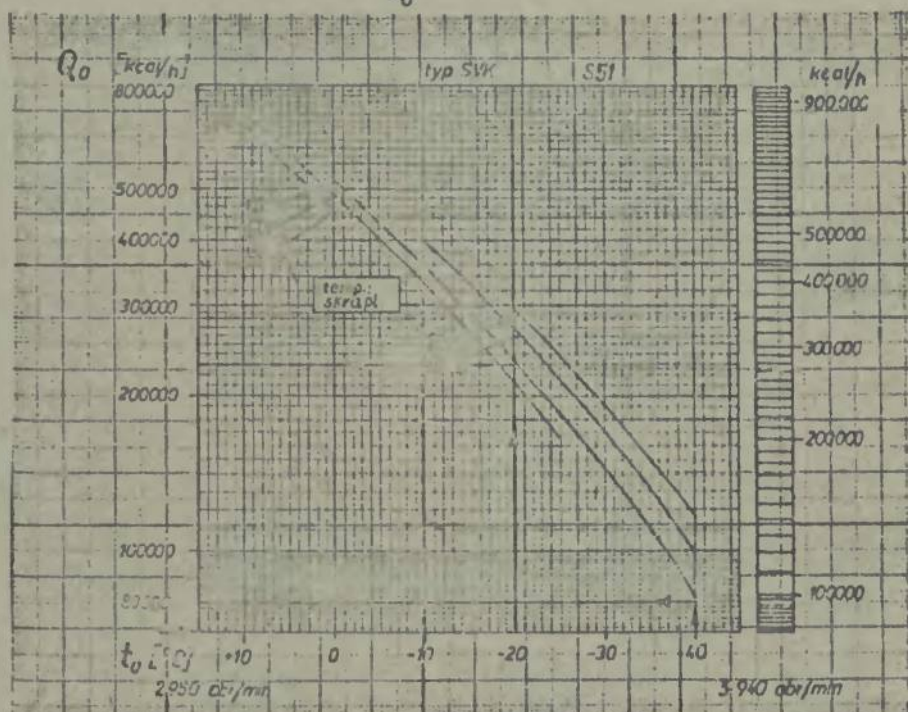
$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{h_3 - h_4}{h_{26} - h_3} \right) = 854 \text{ kg/h}.$$

Masa całkowita wynika

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = 3194 \text{ kg/h}.$$

Względny przyrost wydajności w obiegu z ekonomizern

$$\frac{q_{oe}}{q_o} = 1,40.$$



Rys. 109. Wydajność chłodnicza sprężarki śrubowej typu S-51 firmy Stahl w obiegu bez ekonomizera

Dobrana sprężarka typu S-51 z katalogu firmy Stahl, dla obiegu bez doładowania (rys. 109), której wydajność jest zbyt mała, bo wynosi około 80.000 kca/h, dzięki zastosowaniu ekonomizera w obiegu zwiększa wydajność.

$$Q_o = 80.000 \times 1,4 = 112.000 \text{ kcal/h},$$

co spełnia założone wymagania.

ZADANIA DO SAMODZIELNEGO ROZWIĄZANIA

Zadanie 1.

Obliczyć wydajność chłodniczą rzeczywistą Q_0 oraz moc napędu N_e sprężarki amoniakalnej typu 6 W92

($D = 0,092$ m, $s = 0,075$ m, $n = 1460$ obr/min, $i = 6$ cylindrów) pracującej z NH_3 w obiegu przegrzanym bez dochłodzenia (zbliżony schemat obiegu przedstawia rys. 49).

Zakładane parametry pracy: $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $t_{ss} = 0^\circ\text{C}$ temperatura na ssaniu sprężarki;

Całe przegrzanie par traktujemy jako straty $\xi = 3\%$, $\eta_m = 0,85$

Odpowiedź: $Q_0 = 116,6$ kW, $N_e = 30,6$ kW.

Zadanie 2.

Obliczyć wydajność chłodniczą rzeczywistą Q_0 oraz moc napędu N_e sprężarki amoniakalnej typu 6 W92 pracującej w obiegu przegrzanym bez dochłodzenia. Dane sprężarki jak w zadaniu wyżej.

Zakładane parametry pracy $t_0 = -30^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$, $t_{ss} = 0^\circ\text{C}$ przegrzanie par to w całości straty;

Odpowiedź: $Q_0 = 41,3$, $N_e = 17,4$ kW.

Zadanie 3.

Obliczyć wydajność chłodniczą rzeczywistą Q_0 oraz moc napędu silnika N_e sprężarki typu 6 W92 dla freonu 12 pracującej w obiegu przegrzanym bez dochłodzenia. Dane sprężarki i parametry pracy jak w zadaniu 1 (przyjmując $\eta_1 = \lambda$).

Odpowiedź: $Q_0 = 73,14$ kW, $N_e = 23,6$ kW.

Zadanie 4.

Obliczyć wydajność chłodniczą rzeczywistą Q_0 oraz moc napędu silnika sprężarki typu 6 W92 dla freonu 12 pracującej w obiegu z regeneracją ciepła. Dane sprężarki jak w zadaniu 1.

Parametry pracy: $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$, $t_{ss} = +10^\circ\text{C}$, założyć, iż całe przegrzanie powstaje w wymienniku regeneracyjnym, $\eta_w = 0,7$ - sprawność wymiennika regeneracyjnego (przyjąć $\eta_i = \lambda$).

Odpowiedź: $Q_0 = 80,1$ kW, $N_e = 23,5$ kW

7. KLIMATYZACJA POMIESZCZEŃ

Często spotyka się, nie tylko w mowie potocznej, użycie pojęcia - klimatyzacja w odniesieniu do urządzeń wentylacyjnych. Poprzez klimatyzację rozumieć należy zasadniczo regulację w pomieszczeniach co najmniej temperatury, wilgotności, czystości powietrza oraz jego odświeżania. Ponadto urządzenia klimatyzacyjne winny zapewniać automatyczną regulację tych parametrów.

Główne zastosowanie klimatyzacji było początkowo w przemyśle, gdyż w wielu gałęziach przemysłu jakość wytwarzanych lub obrabianych produktów lub procesów zależy od stanu powietrza. Wymagania te oczywiście są bardzo różne w poszczególnych dziedzinach. Czasami może być to utrzymanie w wąskim zakresie temperatury, czy wilgotności powietrza, w innym znowu tylko czystość powietrza i jego temperatura jest przedmiotem dokładnej regulacji.

W klimatyzacji pomieszczeń bytowych człowieka dążymy do stworzenia optymalnych warunków do pracy i wypoczynku. Jest to tak zwana klimatyzacja komfortu, która ma szczególne zastosowanie w grupie urządzeń luksusowych.

7.1. Wymagania dotyczące stanu powietrza w technologii oraz wymagania specjalne w strefie pracy człowieka

- W pomieszczeniach produkcyjnych przemysłowych wymaga się utrzymania:
- temperatury w granicach $+18^{\circ}\text{C}$ - $+30^{\circ}\text{C}$, co zapewnić winna instalacja klimatyzacyjna z dokładnością $1 \pm 1,5 \text{ K}$, w przypadku utrzymywania temperatury $+18^{\circ}\text{C}$ (np. w laboratorium) w okresie letnim podczas pracy ludzie winni być odpowiednio ciepłej ubrani,
 - wilgotności względnej najczęściej w granicach $30 \div 90 \%$, w przypadku niższej wilgotności od 30% pomieszczenia muszą być specjalnie izolowane paroszczelnie,
 - czystości powietrza (przez zastosowanie typowych filtrów), a szcze-

- ogólne potrzeby występują w przemyśle precyzyjnym, optycznym, farmaceutycznym, instalowane tam są specjalne filtry (zespoły filtrów),
- chemiczny skład powietrza - to szczególnie na miejsce w zakładach tworzyw sztucznych, galwanizerniach, lakierniach itp., należy tu mierzyć rodzaje zanieczyszczeń i utrzymywać je na stałym poziomie.
- Wymagania specjalne dotyczące optymalnych warunków do pracy i odpoczynku człowieka (tak zwana klimatyzacja komfortu) to oprócz wymienionych wyżej (ale w wąskiej tolerancji)
- prędkość przepływu powietrza - wpływa istotnie na przejmowania ciepła z powierzchni ciała ludzkiego, stąd w strefie przebywania ludzi prędkość nie może być zbyt duża ($0,1 \div 0,35$ m/s),
 - temperatura powierzchni otaczających nie może być zbyt wysoka lub zbyt niska, gdyż wpływa to na bilans ciała ludzkiego powodując nieprzyjemne odczucia przegrzania lub ochłodzenia jakiejś części ciała (szczególnie istotne przy pracy siedzącej bez wysiłku fizycznego),
 - różnica temperatur powietrza w pomieszczeniach i w otoczeniu nie może być zbyt wysoka, powstają nieprzyjemne odczucia i choroby górnych dróg oddechowych $\Delta t = 6 \div 7$ K (domy towarowe, statki pasażerskie),
 - hałas w miejscu pracy i odpoczynku nie może przekraczać pewnych wartości (normują to odpowiednie przepisy),
 - ładunek elektrostatyczny powietrza, jak wykazały badania pomimo utrzymania temperatury komfortu ciepłego wielu ludzi czuje się źle jeżeli powietrze nie posiada nadmiaru jonów ujemnych - amerykańskie badania Sloane'a (na obszarach zanieczyszczonych przemysłem, obszary na Śląsku - może występować przewaga jonów dodatnich, a w zdrowych lasach sosnowych występuje dziesięciokrotna przewaga jonów ujemnych). Stosowanie elektrofiltrów powoduje dejonizację powietrza. Jednak nie tylko jonizacja powietrza wpływa na człowieka, również pole magnetyczne. Dlatego samopoczucie ludzi mieszkających w domach z drewna jest lepsze od mieszkających w budynkach z cegły nie mówiąc o budynkach żelbetonowych. Budynki te dzięki zbrojeniu tworzą z pomieszczeń klatki Faradeya. Problemy te wymagają jeszcze wielu badań zania zostaną wyjaśnione w pełni [87].

7.2. Zanieczyszczenie środowiska człowieka a klimatyzacja

Można sobie wyobrazić, iż dalszy rozwój przemysłu oraz chemizacja rolnictwa doprowadzi do takiego skażenia środowiska, iż optymalne warunki pracy i odpoczynku będą musiały być tworzone od podstaw przez urządzenia klimatyzacyjne. Instalacja klimatyzacyjna będzie zapewniała również optymalny skład chemiczny powietrza a pomieszczenia mieszkalne musiałyby być izolowane od otoczenia. Miejmy nadzieję, iż procesy te zostaną zahamowane a degradacja środowiska nie będzie postępować dalej. Zanieczyszczenia, które nas interesują w klimatyzacji to głównie pyły oraz gazy dostające się do powietrza w miejscu pracy (na razie nie bierze się pod uwagę stanu środowiska naturalnego, ale skąd będziemy brać czyste powietrze).

Aby zapewnić w pomieszczeniach bytowych człowieka optymalne warunki, niezbędne jest prowadzenie pomiarów zanieczyszczeń i utrzymywanie ich poziomu w określonych granicach przez zapewnienie automatycznej regulacji.

Teoretyczną objętość strumienia masy powietrza zapewniającego utrzymanie stężenia substancji szkodliwych na poziomie dopuszczalnym określany z zależności

$$V = \frac{k \cdot 10^6}{k_{\text{dop}} - k_p} \text{ m}^3/\text{h} , \quad (163)$$

gdzie: k - masa substancji szkodliwej wydzielonej do powietrza kg/h ;

k_{dop} - dopuszczalne stężenie substancji $[\text{mg/m}^3]$,

k_p - stężenie zanieczyszczeń w nawiewanym powietrzu $[\text{mg/m}^3]$.

Jak wygląda zapylenie powietrza w naszym kraju, z dostępnych danych

("Liga Ochrony Przy y" Nr 11 1966 str. 6)

1. Warszawa	-	300 ÷ 400 ton km^2/rok
2. Wałbrzych	-	900 ÷ 1500 "
3. Katowice	-	1350 ÷ 4000 "
4. Zabrze	-	3-400 "
5. Łódź	-	1000 ÷ 1500 "
6. Gliwice	-	1000 "

7. Chorzów	-	10440	"
8. Londyn	-	360	" w latach 1952 ÷ 1957

Według tych danych przy niesprzyjających warunkach pogody tworzył się "smog" - co spowodowało według badań medycznych

1952 - 4 tysiące zmarłych,

1957 - 7 tysięcy zmarłych.

Władze miejskie Londynu podjęły energiczną walkę o zmniejszenie zanieczyszczenia atmosfery angażując wielu ludzi i kierując znaczne środki finansowe oraz wprowadzając ostre przepisy prawne (grzywny spowodowały nawet bankructwa szeregu firm).

Przykładowo niektóre wpływy zanieczyszczeń dobrze rozpoznane:

a) pyły - choroby płuc (w zależności od wielkości)

- pyły azbestowe (pochodzące z izolacji cieplnych, filtrów przy produkcji piwa, filtry głuszące, nakładki hamulcowe samochodów i innych pojazdów) - powoduje specyficzny rodzaj raka płuc,
- pyły z nawożenia i ochrony zbiorów rolnictwa - 20 ÷ 35 % wysiawianych nawozów przenosi wiatr, zatrucia roślin, zwierząt - eutrofizacja jezior, stawów i rzek,
- pyły DDT - zgromadziły się w ustrojach zwierząt i nawet na Antraktydzie powodują kruchość kości zwierząt i ludzi, zwiększyła się ilość wad wrodzonych i śmiertelność niemowląt.
- pyły promieniotwórcze - w zależności od rodzaju pierwiastka powodują różnorodne choroby (w tym raka, zwiększając ryzyko raka)

b) gazy

- tlenki azotu - pochodzenie z nawożenia oraz spalin samochodowych - upośledza krążenie tlenu w krwiobiegu przy obecności 5 cząstek na 1 mln, przy 20 na 1 mln działa jak gaz bojowy,
- związki siarki - spalania zasilanych paliw (węgiel, ropa) oraz wielka chemia - powoduje nieżyty oskrzeli, spojówek, choroby płuc,
- związki ołowiu - spaliny samochodowe - ołowica, choroba płuc,
- gazy promieniotwórcze (krypton, tryt) uwielniane podczas pracy z elektrowni jądrowych oraz próbnymi wybuchów jądrowych, występuje tu jeszcze wiele innych gazów, które mają różne półokresy rozpadu i różnorodnie wpływają na organizmy żywe (w tym rak), awaria w Czarnobylu

po wielu kłamstwach, odwołania wielkość katastrofy, zniszczona ziemia, konieczność przesiedlenia 0,5 do 1 mln ludzi, 300 osób zabitych, kilkaset tysięcy chorych i przypuszczalnie śmierć w najbliższych latach 50 000 ludzi, łączne straty ocenia się aktualnie na około 240-280 miliardów rubli (300 miliardów dolarów 1990 r.).

7.3. Fizyczne podstawy przemian powietrza

Termodynamiczne przemiany powietrza w technice klimatyzacyjnej stanowią superpozycję procesów wymiany ciepła i masy. Parametry powietrza wilgotnego, które składa się z powietrza suchego i pary wodnej, są trudne do opisać za pomocą wzorów. Powietrze w zależności od temperatury może zawierać różne ilości pary wodnej. Gdy temperatura powietrza maleje, para wodna wydzieli się w postaci mgły lub rosy na chłodnych powierzchniach.

Ciśnienie cząstkowe pary wodnej w powietrzu p_w jest najczęściej mniejsze od ciśnienia nasycenia p_n w danej temperaturze. Ciśnienie cząstkowe pary wodnej i suchego powietrza można obliczyć według równań stanu gazu doskonałego, stąd otrzymuje się zależność na obliczenie zawartości wilgoci w powietrzu.

$$p_w = m_w \cdot R_w \cdot \frac{T}{V} \quad (1-4)$$

ciśnienie cząstkowe powietrza suchego

$$p_p = m_p \cdot R_p \cdot \frac{T}{V} \quad (1-5)$$

zawartość wody w powietrzu

$$x = \frac{m_w}{m_p} = \frac{R_p}{R_w} \cdot \frac{p_w}{p_p} \quad \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg pow. such.}} \quad (1-6)$$

$$x = \frac{M_w}{M_p} \cdot \frac{p_w}{p_p} = 0,622 \cdot \frac{p_w}{p_p} \quad \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg pow. such.}} \quad (1-7)$$

gdzie:

R_w - stała gazowa pary wodnej,

R_p - stała gazowa powietrza suchego,

M_w - masa molowa pary wodnej ($M_w = 18 \text{ kg/kmol}$),

M_p - masa molowa powietrza suchego ($M_p = 29 \text{ kg/kmol}$).

T - bezwzględna temperatura powietrza,

V - objętość powietrza,

$R = \frac{R}{M}$ zależność: gdzie stałą gazową i molową ($R = 8315 \text{ J/kmolK}$)

Zawartość pary wodnej w powietrzu można również określić przez podanie wilgotności względnej φ . Jest ona równa stosunkowi ciśnienia cząstkowego pary wodnej w powietrzu p_w do ciśnienia nasylenia wody przy tej samej temperaturze p_n

$$\varphi = \frac{p_w}{p_n} \quad (168)$$

Dla powietrza nienasyconego φ jest mniejsze od jedności a dla nasyconego $\varphi = 1$.

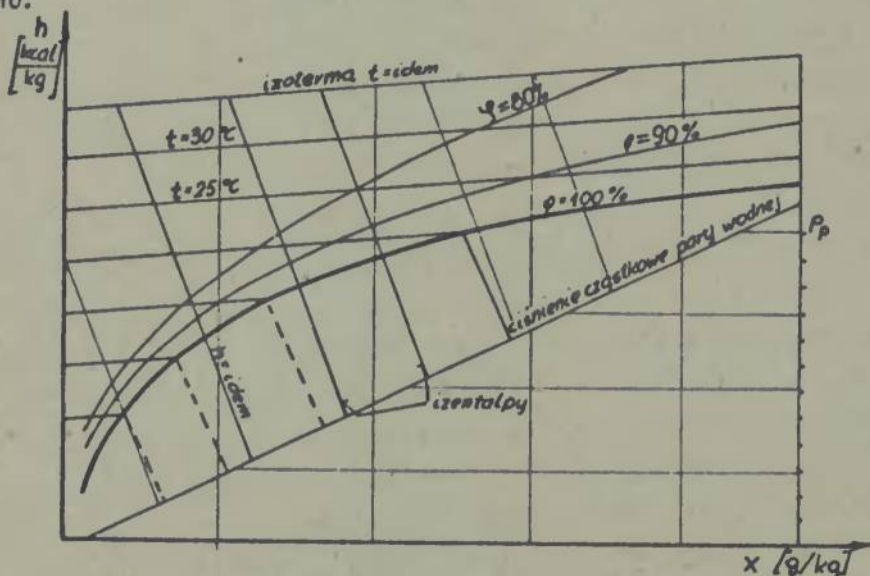
Drugą ważną, wielkością określającą stan powietrza wilgotnego jest entalpia. Określa ona potencjał cieplny suchego powietrza i pary wodnej:

entalpia suchego powietrza $h_p = 1,00 \cdot t_p \text{ [kJ/kg pow. such.]} \quad (169)$

entalpia pary wodnej $h_w = 2500 + 1,93 \cdot t_p \text{ [kJ/kg pow. such.]} \quad (170)$

entalpia wilgotnego powietrza $h = 1,00 \cdot t_p + 1,93 \cdot x \cdot t_p + 2500 \cdot x \text{ [kJ/kg pow. such.]} \quad (171)$

Podane wyżej równania są skomplikowane i niedogodne do praktycznego stosowania. Dlatego w praktyce stosuje się wykres w układzie $h - x$ wilgotnego powietrza opracowany przez Moliera w 1923 ukazany na rysunku 110.



Rys. 110 Wykres Moliera dla powietrza wilgotnego w układzie $h - x$

Jest to wykres w układzie ukośnokątnym, entalpii h i zawartości wilgoci x (są do siebie skierowane pod kątem 45°). Na osi poziomej naniesiono zawartości wilgoci x , a na pionowej naniesiono wartości temperatury powietrza (przy czym izotermy zbiegają się), natomiast izentalpy biegną równoległe do siebie. Wilgotności względne tworzą pęk krzywych. Podane na wykresach krzywe nasycenia ważne są dla określonego ciśnienia powietrza. Najczęściej jest to 1013 hPa (760 mm Hg). Na różnej wysokości pod poziomem morza występują różne wartości ciśnienia całkowitego stąd istnieje konieczność uwzględnienia tego przez odpowiednie wykresy - opracowane dla danego ciśnienia całkowitego lub przez uwzględnienie poprawek naniesionych na nomogramach.

Inną ważną wielkością charakteryzującą przemianę powietrza wilgotnego jest wielkość $\frac{\Delta h}{\Delta x}$. Jest to stosunek zmiany entalpii powietrza do zmiany zawartości wilgoci, w czasie przemiany. Odpowiada ta wielkość entalpii wody. Przedstawia to następujący przykład: gdy do powietrza nawilżonego (parą lub wodą) ciepło nie jest ani doprowadzone ani odprowadzone, wtedy $\frac{\Delta h}{\Delta x}$ odpowiada entalpii doprowadzonej wilgoci. Stosunek ten zamieszczony jako skala brzegowa wykresu Moliera, stosuje się też nazwę współczynnik kierunkowy $\xi = \frac{\Delta h}{\Delta x}$.

7.4. Instalacje klimatyzacyjne

Spotyka się rozmaite rozwiązania urządzeń klimatyzacyjnych oraz rozmaite systemy ich klasyfikacji.

Najczęściej podzielić je można na dwie grupy.

1. Centralne urządzenia klimatyzacyjne - mogą być:

- jedno lub dwuprzewodowe (powietrze pierwotne i recyrkulacyjne)
- nisko lub wysokociśnieniowe.

Charakteryzują się tym, iż cała ilość powietrza o jednakowych parametrach do wszystkich pomieszczeń dostarczana jest centralnie. Może to powodować w przypadku zmiennych obciążeń cieplnych operacja słoneczna w części pomieszczeń trudności z utrzymaniem zadanych parametrów.

Schemat instalacji wysokociśnieniowej ukazano na rysunku 116 (pkt. 5.5.)

2. Urządzenia klimatyzacyjne z powietrzem pierwotnym - mogą to być urządzenia:

- z zespołami indukcyjnymi (szafki klimatyzacyjne z dyfuzorem) mieszające powietrze pierwotne - świeże z recyrkulacyjnym z pomieszczenia,

(w zależności od rozwiązania systemu ogrzewania chłodzenia wodnego szafki mogą być 2, 3 lub 4-rurowe).

- z klimakonwektorami (szafki klimatyzacyjna zaopatrzone w własne wentylatory, mogą być również 2, 3 lub 4 rurowe).

Stosowanie urządzeń wysokociśnieniowych podyktowane jest zmniejszeniem kubatury instalacji klimatyzacyjnych szczególnie w większych sieciach. Schemat urządzenia z powietrzem pierwotnym i zespołami indukcyjnymi ukazano na rysunku 91 (w pkt. 5.5.). Instalacje tego typu zapewniają możliwość indywidualnej regulacji parametrów w każdym pomieszczeniu w zależności od zmiany obciążeń cieplnych.

7.5. Zadania i obliczenia

Przykład 1.

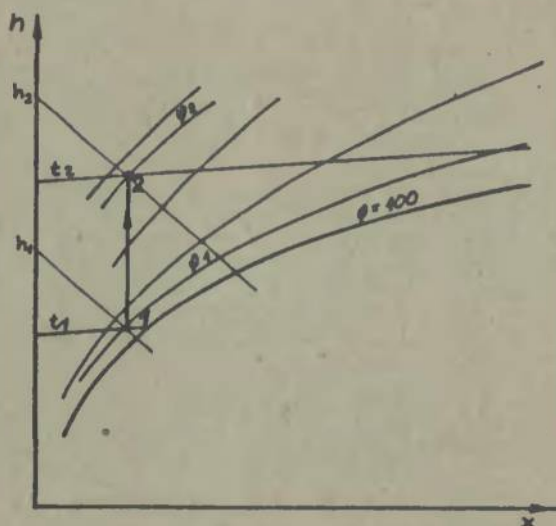
Obliczyć ilość ciepła niezbędną do ogrzania $V = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ od stanu $t_1 = 17^\circ\text{C}$; $\varphi_1 = 40\%$ do stanu $t_2 = 25^\circ\text{C}$.

Przebieg podgrzewania powietrza na wykresie $h - x$ ukazano na rysunku 83. Doprowadzenie ciepła do wilgotnego powietrza powoduje przyrost temperatury przy stałej zawartości wilgoci. Zmiana stanu powietrza od $t_1 = 17^\circ\text{C}$ i $\varphi_1 = 40\%$ do stanu $t_2 = 25^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 25\%$ powoduje zmniejszenie wilgotności względnej. Z wykresu $h - x$ odczytano wartości entalpii $h_1 = 7,2 \text{ kcal/kg}$; $h_2 = 9,0 \text{ kcal/kg}$. Stąd ilość ciepła niezbędna do ogrzania powietrza

$$Q_g = V_g \cdot \rho (h_1 - h_2) = 2160 \text{ kcal/h}$$

gdzie:

$$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3 \text{ - gęstość powietrza wilgotnego.}$$



Rys. 111 Proces ogrzewania powietrza na wykresie $h - x$

Przykład 2.

Obliczyć ilość ciepła jaką należy odprowadzić od strumienia powietrza $V_c = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$ o temperaturze $t_1 = 20^\circ\text{C}$ i $\varphi_1 = 80\%$ do temperatury $t_2 = 8^\circ\text{C}$. Ochłodzenie wilgotnego powietrza powoduje jego zamglenie po osiągnięciu krzywej, nasycenia (ryz. 84) t_r i osiadanie na chłodnych powierzchniach parowacza w postaci rosy. Zmiana stanu powietrza od $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 80\%$ do stanu $t_2 = 8^\circ\text{C}$ i $\varphi_2 = 100\%$ powoduje oprócz ochłodzenia, zmniejszenie zawartości pary wodnej.

Masę wykroplonej pary wodnej określamy z wykresu $\Delta x = x_1 - x_2 = 12 - 6,6 \rightarrow \Delta x = 5,2 \text{ g/kg}$. Z chłodzeniem powietrza związana jest możliwość osuszania powietrza.

Odczytano z wykresu $h - x$ entalpie $h_1 = 12 \text{ kcal/kg}$

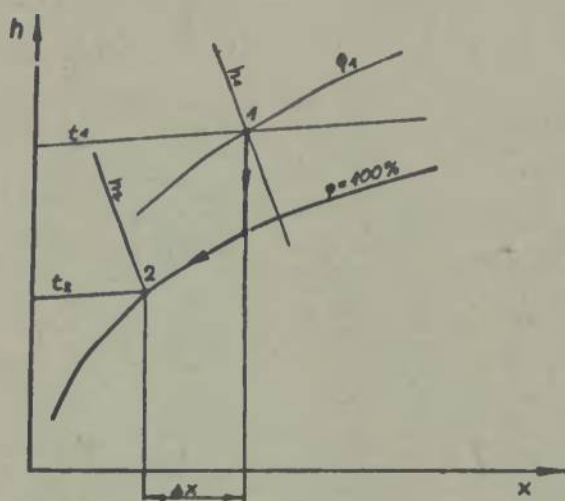
$$h_2 = 6 \text{ kcal/kg}$$

Stąd ilość ciepła, które odprowadzamy

$$Q_{CH} = V_c \cdot \rho \cdot (h_1 - h_2) = 7200 \text{ kcal/h}$$

Gdzie:

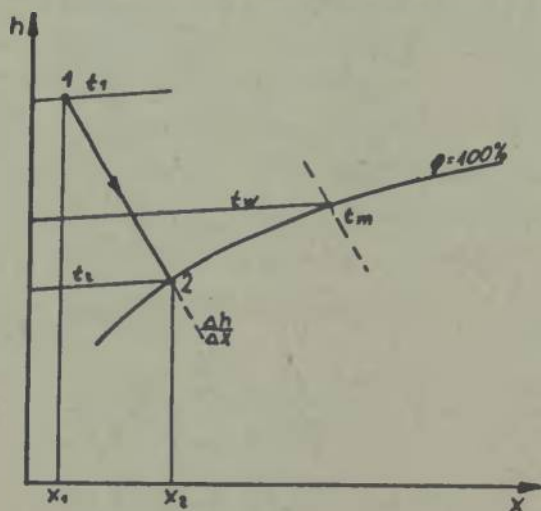
$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ - gęstość powietrza.



Rys. 112 Proces chłodzenia powietrza na wykresie $h - x$

Przykład 3.

Obliczyć ilość wody niezbędnej do nawilżania $V_n = 100.000 \text{ m}^3/\text{h}$ oraz wyznaczyć przebieg procesu na wykresie $h - x$. Temperatura wody rozpylanej $t_w = 20^\circ\text{C}$, temperatura i wilgotność powietrza $t_1 = 25^\circ\text{C}$; $\varphi_1 = 20\%$.



Rys. 113 Proces nawilżania powietrza wodą o temperaturze t_w na wykresie $h - x$

Nawilżanie powietrza wykonuje się przez doprowadzenie rozpylanej wody w komorze mieszania. Na rysunku 85 przedstawiono proces nawilżania powietrza ze stanu 1 rozpyloną wodą o temperaturze $t_w = 20^\circ\text{C}$ do stanu 2 nasycenia.

Przebieg procesu wyznaczamy prowadząc przez punkt 1 kierunkową procesu $\xi = \frac{\Delta h}{\Delta x} = 4,19 \cdot 20 = 83,8 \text{ kJ/kg}$, która przebiega równolegle do izotermy t_w w obzazrze mgły. Stąd z wykresu $h - x$ odczytujemy $t_2 = 12,2^\circ\text{C}$; $x_2 = 9,1 \text{ g/kg}$; $x_1 = 4,0 \text{ g/kg}$.

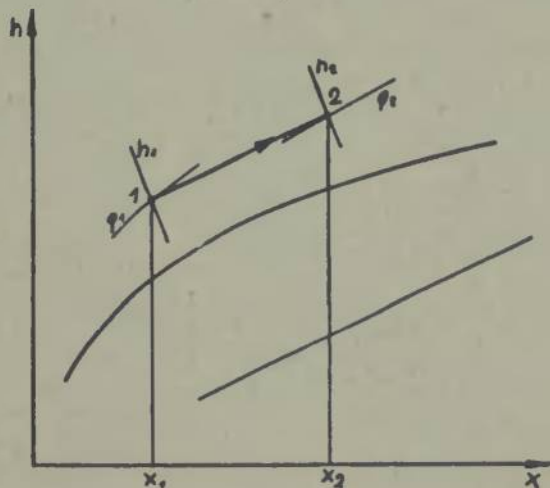
Masa unoszonej wody

$$m_w = m_p \cdot (x_2 - x_1) = V_p \cdot \rho \cdot (x_2 - x_1) = 612 \text{ kg/h}$$

Podczas procesu nawilżania nastąpiło również schłodzenie powietrza.

Przykład 4.

Obliczyć ilość pary wodnej niezbędnej do nawilżania $V_h = 200.000 \text{ m}^3/\text{h}$ do wilgotności względnej $\phi = 90\%$ oraz wyznaczyć przebieg procesu na wykresie $h - x$; $t_1 = 17^\circ\text{C}$; $\phi_1 = 40\%$.



Rys. 114 Nawilżanie parą wodną

Nawilżanie powietrza parą wodną o entalpii $h_p = 2723,5 \text{ kJ/kg}$ ukazano na rys. 86. Przebieg procesu wyznaczono prowadząc przez punkt 1 prostą równoległą do prostej procesu kierunkowego $\xi = \frac{\Delta h}{\Delta x} = h_p = 2723,5 \text{ kJ/kg}$ - co odpowiada entalpii pary. Punkt końcowy 2 odczytujemy dane z wykresu $h - x$:

$$t_2 = 18^\circ\text{C}, \quad \varphi_2 = 90\%, \quad x_2 = 12 \text{ g/kg}, \quad x_1 = 5 \text{ g/kg}.$$

Na każdy kilogram powietrza dochodzi $\Delta x = x_2 - x_1 = 7 \text{ g/kg}$ pow. suchego. Stąd ilość potrzebnej pary wodnej

$$m_p = V_h \cdot \rho \cdot \Delta x = 1680 \text{ kg/h},$$

gdzie: $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ gęstość powietrza.

Przykład 5.

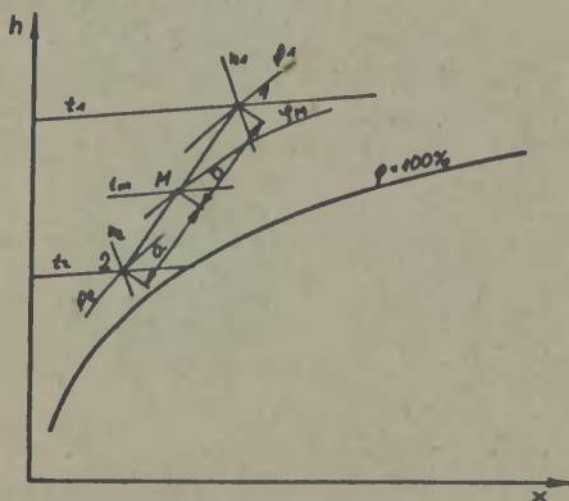
Obliczyć stan powietrza po zmieszaniu dwóch strumieni o parametrach t_1 i φ_1 i t_2 i φ_2 . Wyznaczyć przebieg procesu i parametry punktu M po zmieszaniu przy założeniu,

- że strumienia powietrza są sobie równe,
- że strumień masy o parametrach punktu 1 jest dwukrotnie większy

$$\text{Stan 1. } t_1 = 34^\circ\text{C} \quad \varphi_1 = 35\% \quad x_1 = 12 \text{ g/kg}$$

$$\text{Stan 2. } t_2 = 23^\circ\text{C} \quad \varphi_2 = 50\% \quad x_2 = 9 \text{ g/kg}$$

Punkt mieszaniny znajduje się na prostej przechodzącej przez punkty wyjściowe 1 i 2, co obrazuje rysunek 87, przy czym odcinek prostej między tymi punktami podzielony jest odwrotnie proporcjonalnie do stosunku mas strumieni. Zasada ta dotyczy również obszaru mgły. Stąd z wykresu $h - x$ powietrza wilgotnego odczytano:



Rys. 115 Proces mieszania dwóch strumieni powietrza

dla a) Odcinek $(1 \div 2) = 66$ mm i odcinek

$$b = \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 - 2) = \frac{1}{3} \cdot 66 = 22,0 \text{ mm},$$

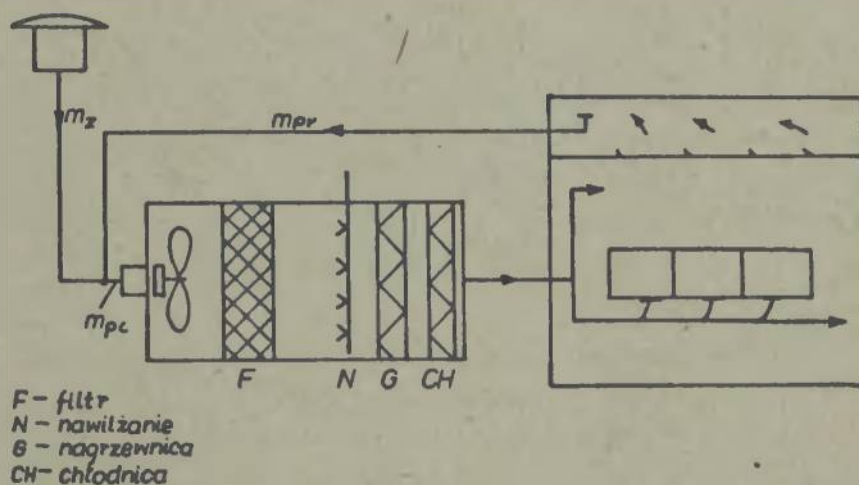
więc $t_m = 30,3^\circ\text{C}$; $\varphi_m = 39\%$; $x_m = 11 \text{ g/kg}$.

dla b) Odcinek $1 - 2 = 66$ ponieważ masy strumieni są jednakowe, stąd odcinki $a = b = 33$ mm,

więc $t_m = 28,7^\circ\text{C}$; $\varphi_m = 44\%$; $x_m = 10,5 \text{ g/kg}$.

Przykład 6.

Obliczyć obciążenie cieplne chłodnicy powietrza w okrętowej centrali instalacji klimatyzacyjnej pracującej zgodnie ze schematem (rys. 116).



Rys. 116 Schemat urządzenia klimatyzacyjnego z klimatyzatorem centralnym i recyrkulacją

Określić punkty charakterystyczne procesu klimatyzacji na wykresie Moliera h, x dla powietrza w okresie letnim. Przy następujących założeniach:

1. powietrze zewnętrzne punkt "A": $t_A = 32^\circ\text{C}$; $\varphi_A = 80\%$
2. powietrze zewnętrzne; $m_{pz} = 6430 \text{ kg/h}$,
3. powietrze recyrkulacyjne; $m_{pr} = 6070 \text{ kg/h}$

4. parametry w pomieszczeniu $t_p = 25^\circ\text{C}$; $x_p = 12 \text{ g/kg}$

5. wydzielania ciepła i wody $Q_p = 17857 \text{ kcal/h}$; $m_w = 12393 \text{ kg/h}$

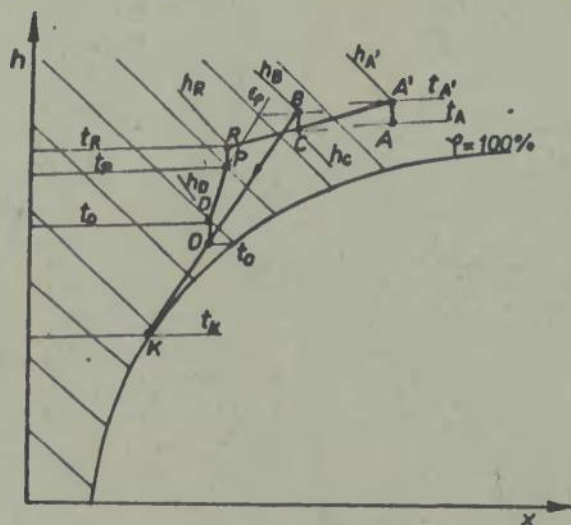
Zakładamy podgrzanie powietrza zewnętrznego na pokładzie o 2 K, stąd stan powietrza przed komorą mieszania

$A' t_{A'} = 34^\circ\text{C}$; $x_{A'} = 24,2 \text{ g/kg}$; $h_{A'} = 23 \text{ kcal/kg}$

Powietrze zewnętrzne A' miesza się z powietrzem recyrkulacyjnym R , a którego temperatura jest o 2 K wyższa od temperatury w pomieszczeniach (odciągi z korytarzy), stąd

$t_R = 27^\circ\text{C}$; $x_R = 12 \text{ g/kg}$; $h_R = 13,8 \text{ kcal/kg}$;

$t_p = 25^\circ\text{C}$; $x_p = 12 \text{ g/kg}$.



Rys. 117 Proces klimatyzacji powietrza w okresie letnim na wykresie $h - x$

Parametry powietrza po zmieszaniu wyznaczamy z reguły dźwigni

$$\frac{RA'}{CA'} = \frac{m_p}{m_{pr}} \quad \text{gdzie: } m_c = m_{pr} + m_{pz} \quad \text{stąd } CA' = \frac{6070}{12500} \cdot 137 = 67 \text{ mm}$$

$t_c = 30^\circ\text{C}$; $\gamma_c = 75\%$; $h_c = 18,5 \text{ kcal/kg}$; $x_c = 18,2 \text{ g/kg}$

Przyjmując podgrzanie w wentylatorze o 1,2 K (z wydzielonej mocy wyznaczamy) otrzymamy punkt "B" o parametrach

$t_B = 32^\circ\text{C}$; $h_B = 18,8 \text{ kcal/kg}$; $x_B = 18,2 \text{ g/kg}$

Kierunek procesu w pomieszczeniach wyznaczamy na podstawie ilości wydzielanego ciepła i wilgoci

$$\varepsilon_p = \frac{Q_p + r \cdot m_w}{m_w} = \frac{h_p - h_D}{x_p - x_D} = \frac{17857 + 595 \cdot 12,393}{12,393} = 2060$$

gdzie:

$r = 595 \text{ kcal/kg}$ - ciepło parowania,

Punkt "D" wyznaczony jako miejsce przecięcia się prostej prowadzonej z punktu P pod kątem ε_p z założoną wartością izotermy

$t_D = 19^\circ\text{C}$ stąd: $h_D = 11,2 \text{ kcal/kg}$; $x_D = 10,93 \text{ g/kg}$.

Zakładamy podgrzanie powietrza w przewodach wentylacyjnych pomiędzy chłodnicą a kabinami o $1,5 \text{ K}$, stąd parametry tego punktu O: $t_O = 17,5^\circ\text{C}$;

$h_O = 10,8 \text{ kcal/kg}$; $x_D = x_O$.

Następnie prowadzimy przez punkty "B" i "O" prostą do przecięcia z krzywą nasycenia $\varphi = 100 \%$ otrzymany punkt "K" wyznacza izotermę

t_K - równą średniej temperaturze powierzchni chłodnicy niezbędnej do realizacji procesu (suszenia i chłodzenia) $t_K = 9^\circ\text{C}$.

Obciążenie cieplne chłodnicy powietrza

$$Q_O = m_p (h_B - h_O) = 12\,500 (18,8 - 10,8) = 100\,000 \text{ kcal/h}.$$

Przykład 7.

Obliczyć ilość energii cieplnej oraz pary wodnej niezbędnych w procesie klimatyzacji w okresie zimowym dla centralnej instalacji klimatyzacyjnej (rys. 90).

Określić też punkty charakterystyczne procesu na wykresie Moliera $h-x$. Przy następujących założeniach:

1. parametry powietrza zewnętrznego Z: $t_Z = -25^\circ\text{C}$; $\varphi_Z = 85 \%$;

$$h_Z = -5,9 \text{ kcal/kg};$$

$$x_Z = 0,5 \text{ g/kg}$$

2. parametry powietrza w pomieszczeniu P: $t_P = 20^\circ\text{C}$; $\varphi_P = 50 \%$;

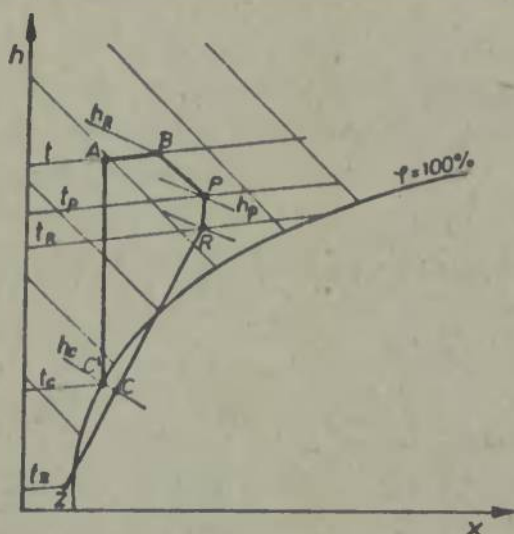
$$h_P = 9,3 \text{ kcal/kg}; x_P = 7,4 \text{ g/kg}$$

3. parametry powietrza przed zmieszaniem R: $T_R = 17^\circ\text{C}$;

ochłodzenie o $\Delta t = 3 \text{ K}$

$$x_R = x_P = 7,4 \text{ g/kg}$$

4. masa powietrza $m_c = 7000 \text{ kg/h}$, $m_R = 3400 \text{ kg/h}$, $m_z = 3600 \text{ kg/h}$
5. wydzielienia pary wodnej w pomieszczeniach $m_w = 5,95 \text{ kg/h}$ oraz ochłodzenie pomieszczeń $Q_o = 18\,237 \text{ kcal/h}$.



Rys. 118 Proces klimatyzacji powietrza w okresie zimowym na wykresie $h-x$

Wyznaczenie punktu "C" mieszaniny powietrza leżącego na prostej łączącej punkty "R" i "Z", odcinek $ZR = 232 \text{ mm}$

$$CZ = \frac{m_R}{m_C} ZR = \frac{340}{700} \cdot 232 = 113 \text{ mm.}$$

Obazar, w którym leży punkt "C", to obszar mgły. Stan powietrza nasyczonego po zmieszaniu we mgle przedstawia punkt C' leżący na krzywej nasycenia $\varphi = 100\%$ w punkcie przecięcia z izentalpą h_c

$$t_c = t_{c,0} - 1,3^{\circ}\text{C}; \quad x_c = 3,4 \text{ g/kg}; \quad h_c = 1,8 \text{ kcal/kg}.$$

Podgrzewanie powietrza - to pionowa prosta prowadzona z punktu C' do punktu "A" o parametrach $t_A = 31^{\circ}\text{C}$; $h_A = 9,6 \text{ kcal/kg}$; $x_A = x_c$.

Następnie prowadzone jest nawilżanie - izotermiczne do punktu "B", który wynika z wyznaczonego przez punkt "P" procesu kierunkowego w pomieszczeniu.

$$\epsilon_p = \frac{\Delta h}{\Delta x} = -2470$$

$$t_B = 31^\circ\text{C}; \quad x_B = 6,55 \text{ g/kg}; \quad h_B = 11,4 \text{ kcal/kg}.$$

Stąd ilość ciepła doprowadzonego

$$Q_g = m_c (h_A - h_C) = 54\,600 \text{ kcal/h}.$$

Masa pary wodnej do nawilżania

$$m_{pw} = m_c (x_B - x_A) = 22,05 \text{ kg/h}.$$

Przykład 8.

Przeprowadzić obliczenia cieplne okrętowej wysokoprężnej instalacji klimatyzacyjnej z powietrzem pierwotnym w okresie letnim. Przy następujących założeniach: system obsługuje 18 dwumiejscowych kajut, do których dopływają maksymalne strumienie ciepła:

$$6 \text{ kajut} - Q_{p1} = 300 \text{ kcal/h},$$

$$6 \text{ kajut} - Q_{p2} = 400 \text{ kcal/h},$$

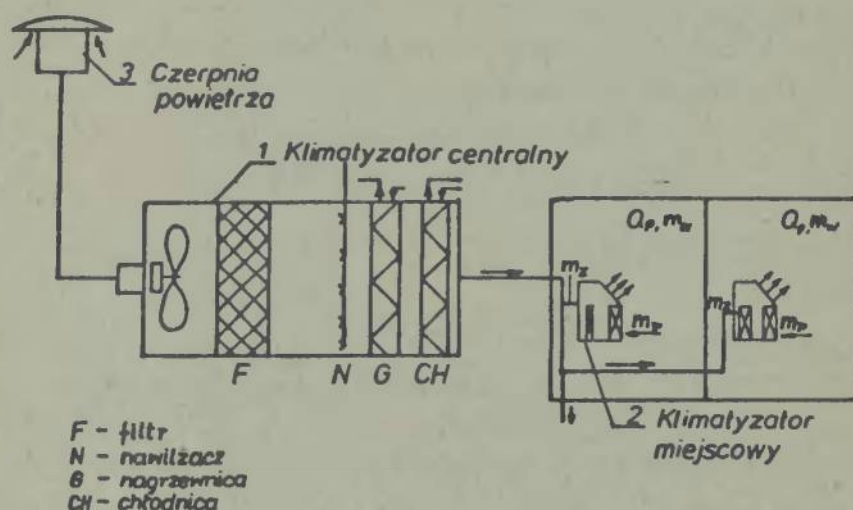
$$6 \text{ kajut} - Q_{p3} = 450 \text{ kcal/h}$$

Minimalne strumienie ciepła występują w kajutach, gdy brak jest operacji słonecznej $Q_{p1}^s = 170 \text{ kcal/h}$.

Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego: $t_z = 33^\circ\text{C}$; $f_z = 60\%$; $x_z = 19,0 \text{ g/kg}$, $h_z = 19,5 \text{ kcal/kg}$.

Zakładane parametry powietrza w pomieszczeniu: $t_p = 25^\circ\text{C}$; $f_p = 40-60\%$.

Schemat urządzenia klimatyzacyjnego z powietrzem pierwotnym przedstawiono na rysunku 119. Występuje tu dwustopniowy cykl obróbki powietrza, powietrze pierwotne przygotowywane jest w klimatyzatorze centralnym i poprzez sieć przewodów płynie do kabin. W kabinach natomiast w zależności od chwilowych obciążeń cieplnych istnieje możliwość dodatkowej regulacji parametrów powietrza w zespołach indukcyjnych (klimakonwektorach). Przebieg procesu klimatyzacji ukazano na wykresie $h-x$ rysunek 120.



Rys. 119 Schemat wysokoprężnego urządzenia klimatyzacyjnego z powietrzem pierwotnym i zespołami indukcyjnymi klimatyzatorami miejscowymi

Obliczenia

1. Ilość powietrza zewnętrznego niezbędna do utrzymania dopuszczalnej koncentracji CO_2 , zgodnie z [87] dla wypoczynku lub pracy przy niewielkim wysiłku fizycznym przyjmuje się za wystarczające $V_p = 30 + 36 \text{ m}^3/\text{h}$ na jednego człowieka, ilość wydzielanej wilgoci $g = 0,05 \text{ kg/h}$ poprzez jednego człowieka.

Ilość świeżego powietrza doprowadzona do kajuty

$$m_z = V_p \cdot \rho \cdot n = 33 \cdot 1,2 \cdot 2 = 79,2 \text{ kg/h}$$

gdzie:

$\rho = 1,2$ - gęstość powietrza kg/m^3 , $n = 2$ - ilość osób

Ilość świeżego powietrza całkowita dla wszystkich kabin

$$m_c = 18 \cdot m_z = 1425,6 \text{ kg/h}$$

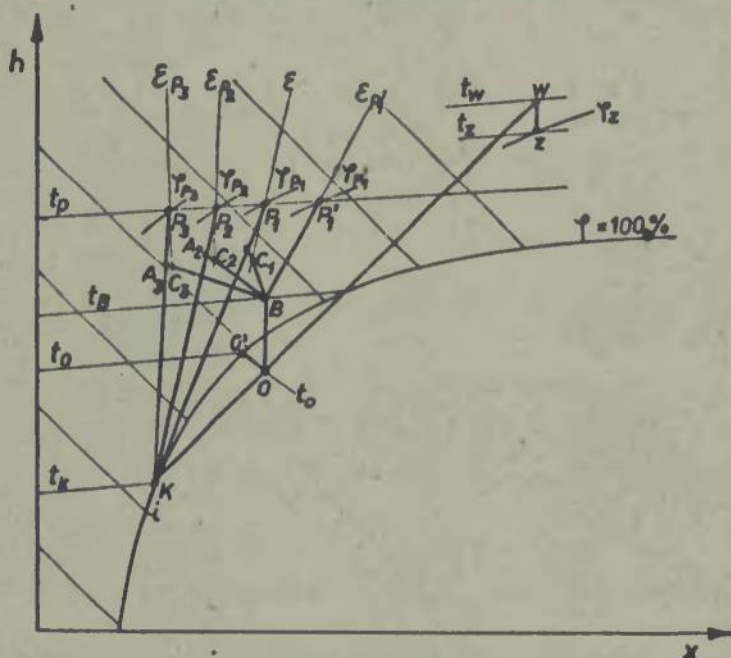
Ilość wydzielonej w kajucie wilgoci

$$m_w = n \cdot q_w = 2 \cdot 0,05 = 0,10 \text{ kg/h}$$

2. Temperatura i wilgotność powietrza świeżego za klimatyzatorem centralnym. Wyznaczono ją przy założeniu, iż klimatyzator centralny zapewni tylko utrzymanie parametrów powietrza w kabinach przy obciążeniu

minimalnym. Stąd temperatura za klimatyzatorem centralnym (wyłączone klimatyzatory miejscowe - zespoły indukcyjne).

$$t_B = t_p - \frac{Q'_{p1}}{C_p \cdot m_z} = 25 - \frac{170}{0,24 \cdot 1,2 \cdot 66} = 17^\circ\text{C}$$



Rys. 120 Dwustopniowy proces klimatyzacji powietrza w okresie letnim na wykresie $h - x$

Przyjmujemy wstępnie wilgotność powietrza w kabinach dla obciążenia Q'_{p1} i oznaczamy $P'_1 - \Psi_{p1} = 55\%$. Następnie z punktu P'_1 prowadzona jest prosta kierunkowa procesu w kabinie

$$\epsilon_{p1} = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{Q'_{p1} + r \cdot m_w}{m_w} = \frac{170 + 595 \cdot 0,10}{0,10} = 2295$$

W miejscu przecięcia z izotermą t_B otrzymano punkt B o parametrach, $t_B = 17^\circ\text{C}$, $\Psi_B = 85\%$, $x_B = 10,1$ g/kg pow.such. Zakładamy, że w sieci powietrznej występują straty - powietrze ogrzewa się. Doświadczalnie ustalono, iż powietrze ogrzewa się około 2 K, dlatego parametry powietrza na wyjściu muszą być niższe o t_i różnicę temperatur.

Tak więc parametry powietrza będą następujące - punkt O

$$t_o = 15^{\circ}\text{C}; \quad f_o = 96\%; \quad x_o = x_B; \quad h_o = 9,7 \text{ kcal/kg}.$$

3. Temperatura i wilgotność powietrza zewnętrznego przed klimatyzatorem centralnym. Zakładane jest, iż wskutek operacji słonecznej pokład i czerpnia nagrzewa się, ponadto wydzielana jest energia wentylatora. Sumarycznie przyjęto $\Delta t = 3\text{K}$, następnie odczytano z wykresu $h - x$ parametry punktu "W"

$$t_w = 35^{\circ}; \quad f_w = 52\%; \quad x_w = x_z = 19 \text{ g/kg}; \quad h_w = 20,3 \text{ kcal/kg}.$$

4. Średnia temperatura ścianki chłodnicy powietrza.

Wyznacza się ją prowadząc przez punkty W - O prostą do przecięcia się krzywą nasycenia $f = 100\% \rightarrow t_k = 12^{\circ}\text{C}$.

5. Parametry powietrza w kabinach w warunkach obciążeń maksymalnych.

Obliczamy klimatyzatory miejscowe (zespoły indukcyjne), przy założeniu iż one odprowadzają różnicę strumieni cieplnych $Q_{p1} - Q'_{p1}$ maksymalnego i minimalnego (pracują przy maksymalnych obciążeniach). Zakładamy wilgotność względną poszczególnych grup kajut

$$f_{p1} = 50\% > f_{p2} = 47\% > f_{p3} = 45\%$$

$$n_{p1} = 12,7 \text{ kcal/kg}, \quad h_{p2} = 12,3 \text{ kcal/kg}, \quad h_{p3} = 12,0 \text{ kcal/kg}.$$

Zakładamy, iż średnia temperatura ścianki chłodnicy powietrza w klimatyzatorze centralnym i w klimatyzatorach miejscowych będzie równa. Stąd promień procesów osuszania i ochłodzenia powietrza recyrkulacyjnego w chłodnicach klimatyzatorów miejscowych przechodzi przez punkty

$$K - P_1; \quad K - P_2; \quad K - P_3.$$

Z bilansu pomieszczeń (kajut) wyznaczamy temperaturę powietrza za chłodnicami klimatyzatorów - zespołów indukcyjnych

$$t_{A1} = t_p = \frac{Q_{p1} - c_p \cdot m_z \cdot (t_p - t_B)}{u \cdot c_p \cdot m_z} = 26 - \frac{300 - 0,24 \cdot 79,2 \cdot (26-17)}{2,5 \cdot 0,24 \cdot 79,2} = 23,29^{\circ}\text{C}$$

$$t_{A2} = t_p = \frac{Q_{p2} - c_p \cdot m_z \cdot (t_p - t_B)}{u \cdot c_p \cdot m_z} = \frac{400 - 0,24 \cdot 79,2 \cdot (26-17)}{2,5 \cdot 0,24 \cdot 79,2} = 21,18^{\circ}\text{C}$$

$$t_{A3} = t_p - \frac{Q_{p3} - c_p \cdot m_z \cdot (t_p - t_p)}{u \cdot c_p \cdot m_z} = 26 - \frac{450 - 0,24 \cdot 79,2 (26-17)}{2,5 \cdot 0,24 \cdot 79,2} = 20,13^\circ\text{C},$$

gdzie:

$c_p = 0,24 \text{ kcal/kg}$ - ciepło właściwe powietrza,

$u = 2 + 4$ - współczynnik efekcji (stosunek masy powietrza recyrkulacyjnego do powietrza pierwotnego

$u = m_r/m_s$).

Zaznaczając na promieniach procesów K-P₁ ; K-P₂ ; K-P₃ wartości obliczonych temperatur wyznaczamy punkty A₁, A₂, A₃ charakteryzujące stan powietrza za chłodnicami klimatyzatorów ślęjących

$$h_{A1} = 11,8 \text{ kcal/kg}, \quad h_{A2} = 11,0 \text{ kcal/kg}, \quad h_{A3} = 10,5 \text{ kcal/kg}.$$

Stan mieszaniny powietrza na wyjściu z chłodnic wyznaczamy prowadząc proste przez punkty A i B i w zależności od stosunku mas wyznaczamy położenie punktu C, przy czym

$$CA = \frac{BA}{1+u} = \frac{BC}{u} = BA \frac{m_z + m_r}{m_z}$$

$$B-C_1 = 13 \text{ mm}, \quad B-C_2 = 9 \text{ mm}, \quad B-C_3 = 7 \text{ mm} \quad \text{stad} \quad t_{C1} = 21,7^\circ\text{C},$$

$$t_{C2} = 20,3^\circ\text{C}, \quad t_{C3} = 19,7^\circ\text{C}.$$

6. Sprawdzenie założonych parametrów

Przez otrzymane punkty C prowadzimy promienie procesów zmienny stanu powietrza o współczynnikach kątowych

$$\epsilon_{p1} = \frac{Q_{p1} + r \cdot m_w}{m_w} = \frac{300 + 5,95 \cdot 0,10}{0,10} = 3595$$

$$\epsilon_{p2} = \frac{Q_{p2} + r \cdot m_w}{m_w} = \frac{430 + 595 \cdot 0,10}{0,10} = 4595$$

$$\epsilon_{p3} = \frac{Q_{p3} + r \cdot m_w}{m_w} = \frac{450 + 595 \cdot 0,10}{0,10} = 5095.$$

Jeżeli przyjęliśmy wilgotności względne punktów P₁, P₂, P₃ prawidłowo, promienie procesów przechodzą odpowiednio przez punkty F₁ - C₁, P₂-C₂, P₃ - C₃.

Jeśli nie, obliczenia powtarzamy dla nowych wartości wilgotności względnej

7. Obciążenia cieplne chłodnic

Chłodnica klimatyzatora centralnego

$$Q_{oc} = m_c \cdot (h_w - h_o) = 15111 \text{ kcal/h.}$$

Chłodnice klimatyzatorów miejscowych

$$Q_{oc1} = 6 \cdot Q_{oM1} = 6u \cdot m_z (h_{P1} - h_{A1}) = 6 \cdot 2,5 \cdot 79,2 (12,7 - 11,8) = 1069 \text{ kcal/h,}$$

$$Q_{oc2} = 6 \cdot Q_{oM2} = 6u \cdot m_z (h_{P2} - h_{A2}) = 1544 \text{ kcal/h,}$$

$$Q_{oc3} = 6 \cdot Q_{oM3} = 6u \cdot m_z (h_{P3} - h_{A3}) = 1782 \text{ kcal/h.}$$

Sumaryczne obciążenie

$$\sum Q = Q_{oc} + Q_{oc1} + Q_{oc2} + Q_{oc3} = 19506 \text{ kcal/h.}$$

Zadania do samodzielnego rozwiązania

Zadanie 1.

Wyznaczyć stan mieszaniny strumieni powietrza

$$t_1 = 23,5^\circ\text{C};$$

$$\psi_1 = 65 \%;$$

$$t_2 = 31^\circ\text{C};$$

$$\psi_2 = 50 \%; \text{ stosunek mas strumieni}$$

$$m_1 = \frac{1}{3} m_2.$$

$$\text{Odpowiedź: } t_m = 28,8, \psi_m = 54 \%.$$

Zadanie 2.

Obliczyć ilość ciepła niezbędnego do ogrzania strumienia powietrza

$$V_p = 10 \text{ m}^3/\text{h, od stanu } t_1 = 10^\circ\text{C, } \psi_1 = 40 \% \text{ do temperatury } t_2 = 30^\circ\text{C.}$$

$$\text{Odpowiedź: } Q_g = 57,6 \text{ kcal/h}$$

Zadanie 3.

Opłaczyć obciążenia cieplne chłodnic okrętowej wysokoprężnej instalacji klimatyzacyjnej z powietrzem pierwotnym w okresie letnim, pracującej według schematu przedstawionego na rysunku 91, 92 przy następujących założeniach:

12 czteromiejscowych kajut, obciążenie maksymalne kajut

$$4 \text{ kajuty} - Q_{p1\max} = 500 \text{ kcal/h,}$$

$$4 \text{ kajuty} - Q_{p2\max} = 620 \text{ kcal/h,}$$

$$4 \text{ kajuty} - Q_{p3\max} = 760 \text{ kcal/h.}$$

Obciążenia minimalne kajut - $Q'_{p1} = 340 \text{ kcal/h}$, strumień powietrza zewnętrznego doprowadzanego do kajuty dla jednego członka $v = 33 \text{ m}^3/\text{h}$, powietrze zewnętrzne $t_z = 32^\circ\text{C}$, $\psi_z = 80\%$; powietrze w kajutach $t_p = 25^\circ\text{C}$; $\psi_p = 40 - 60\%$;

$g = 0,05 \text{ kg/h}$ - ilość wydzielanej wilgoci przez człowieka;

$u = 2,2$ - współczynnik efekcji, $\Delta t_{W-Z} = 4\text{K}$ - ogrzanie powietrza na pokładzie; $\Delta t_{B-O} = 3\text{K}$ - ogrzanie powietrza w sieci; t_k - przyjęć jednakowe dla klimatyzatorów miejscowych i centralnego

Odpowiedź:

Wydażności cieplne chłodnic klimatyzatorów miejscowych:

$Q_{oM1} = 220 \text{ kcal/h}$, $Q_{oM2} = 420 \text{ kcal/h}$, $Q_{oM3} = 630 \text{ kcal/h}$

Wydażność chłodnicy klimatyzatora centralnego $Q_{OC} = 28300 \text{ kcal/h}$.

8. TABELE I WYKRESY CZYNNIKÓW CHŁODNICZYCH

W załączeniu przedstawiono główne dane fizyczne najważniejszych czynników chłodniczych (tabela 8), oraz wykresy czynników:

R-11 - rys. 121

R-12 - rys. 122

R-13 - rys. 123

R-21 - rys. 124

R-22 - rys. 125

R-502 - rys. 126

R-707 (NH_3) - rys. 127

Powietrze wilgotne - rys. 128.

c.d. Tabeli 8.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Chlorek etylu	$\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-Cl}$	R160	64,52	12,2	187,2	53,5	3,070	-130,7	1,16	20,68	1,613
Dinitrofluorobutan masywny	C_4F_{10}	-	230,04	- 1,72	113,3	23,78	1,508	-	-	20,6	1,42
Żrątki organiczne pierścieniowe											
Odniofluorocyklobutan	C_4F_8	BC318	200,04	-6,42	115,39	28,60	1,5655	-40,2	-	19,97	1,457
Węglowodory masywne											
Etan	C_2H_6	R170	30,06	-88,6	32,1	50,3	4,7	-183,2	1,25	18,86	1,654
Propan	C_3H_8	R290	44,1	-42,17	96,8	43,4	4,46	-187,1	1,13	19,36	1,602
Butan normalny	C_4H_{10}	R600	58,08	-0,6	153,0	36,0	4,29	-135,0	-	-	-
Isobutan	$\text{CH}_3)_2\text{CH}$	R601	58,12	-11,7	133,7	37,7	-	-159,6	-	19,48	1,556
Pentan normalny	C_5H_{12}	-	72,10	36,0	197,0	33,6	4,29	-131,5	1,09	-	-
Węglowodory mieszaninowe i ich pochodne											
Etylen	C_2H_4	R1150	28,05	-103,7	9,5	51,6	4,62	-169,5	-	18,94	1,668
Propylen	$\text{CH}_2=\text{CH-CH}_3$	R1270	42,08	-47,7	91,4	46,9	4,28	-185,0	-	19,54	1,617
Dichloroetylen mieszanina cis i trans	$\text{C}_2\text{H}_2\text{Cl}_2$	R1130	96,9	50,0	243	56	-	56,6	1,14	21,73	1,597
Dezfluoroetylen	$\text{CH}_2=\text{CF}_2$	R1132a	64,04	-85,7	30,1	45,15	2,40	-	-	-	1,618
Dezfluorchloroetylen	CHCl-CF_2	-	98,49	-18,6	127,4	45,5	2,00	-	-	21,11	1,573
Bromek winylu	$\text{CH}_2=\text{CHBr}$	-	106,9	15,6	-	-	-	-140,8	1,20	21,5	-
Azotropowa mieszanina	$\text{CHCl}_2/\text{CCl}_2\text{-CF}_3$	R502 494 R22 515 R115	111,6	-45,6	82,7	42,0	1,789	-160	1,33	-	1,564



Wykres lgp-h

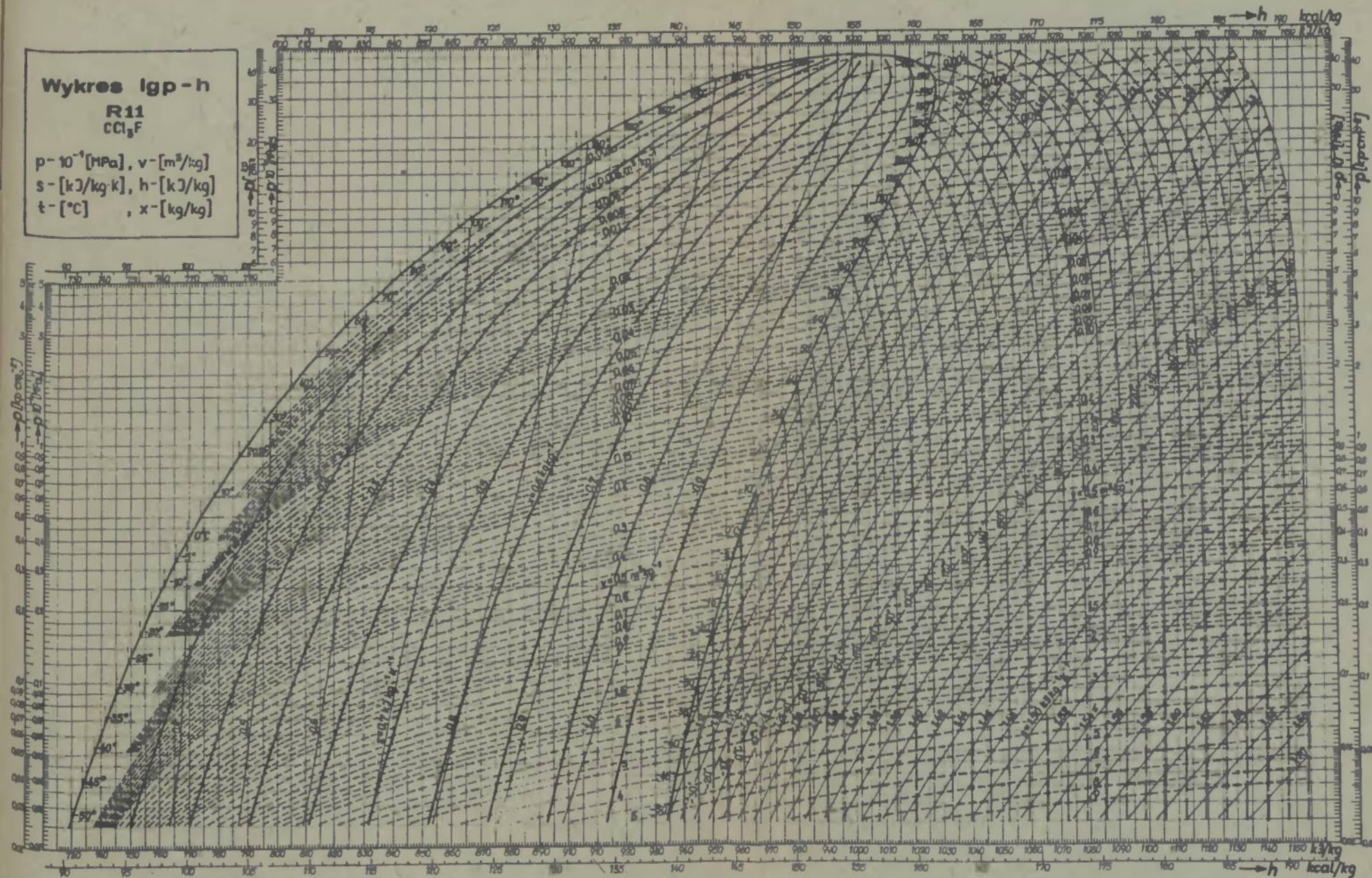
R11

CCl₃F

$p \cdot 10^{-1}$ [MPa], v [m³/kg]

s [kJ/kg K], h [kJ/kg]

t [°C], x [kg/kg]



Rys. 121 Wykres lgp-h R-11 [77].

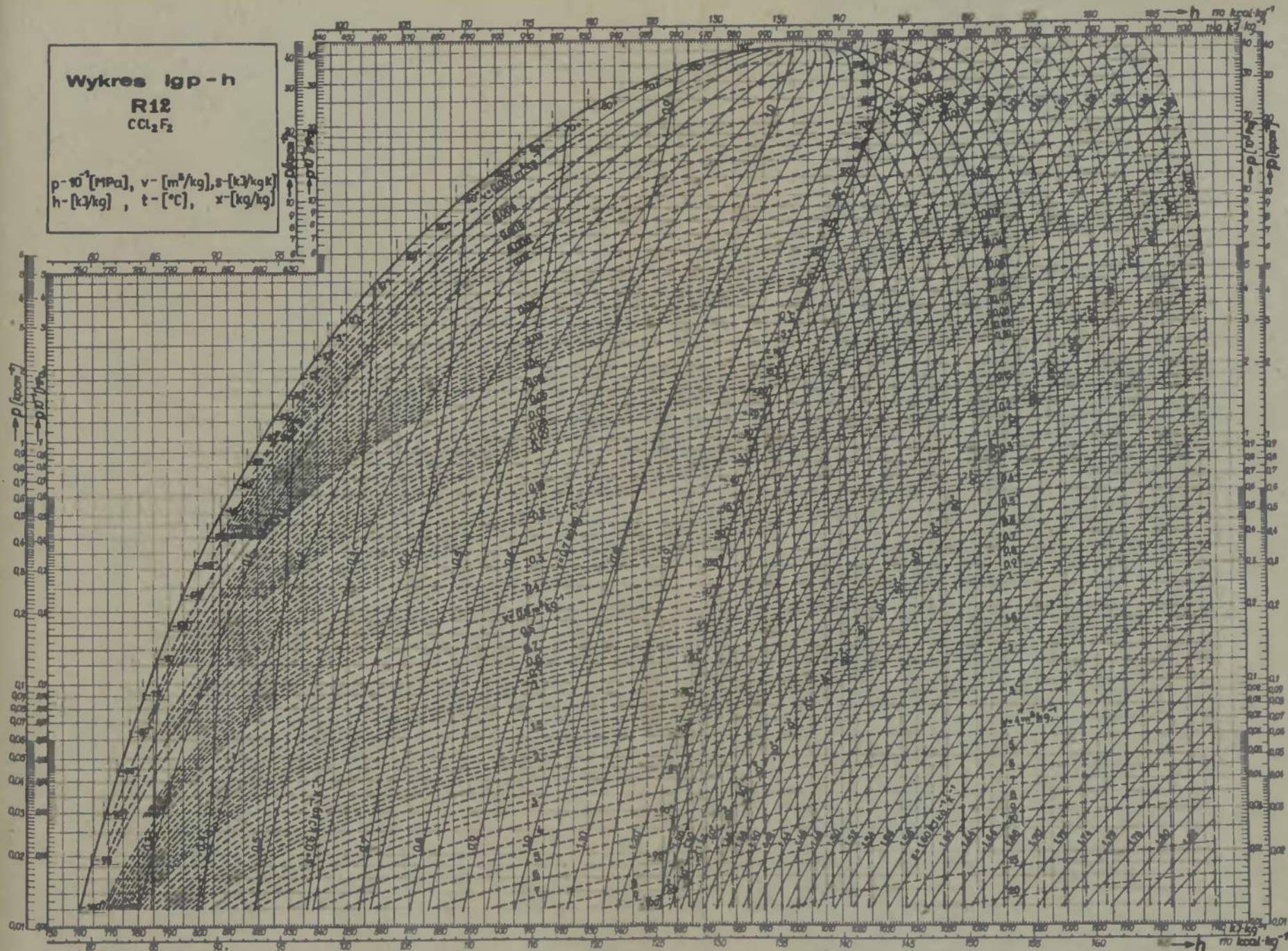


Wykres lgp-h

R12

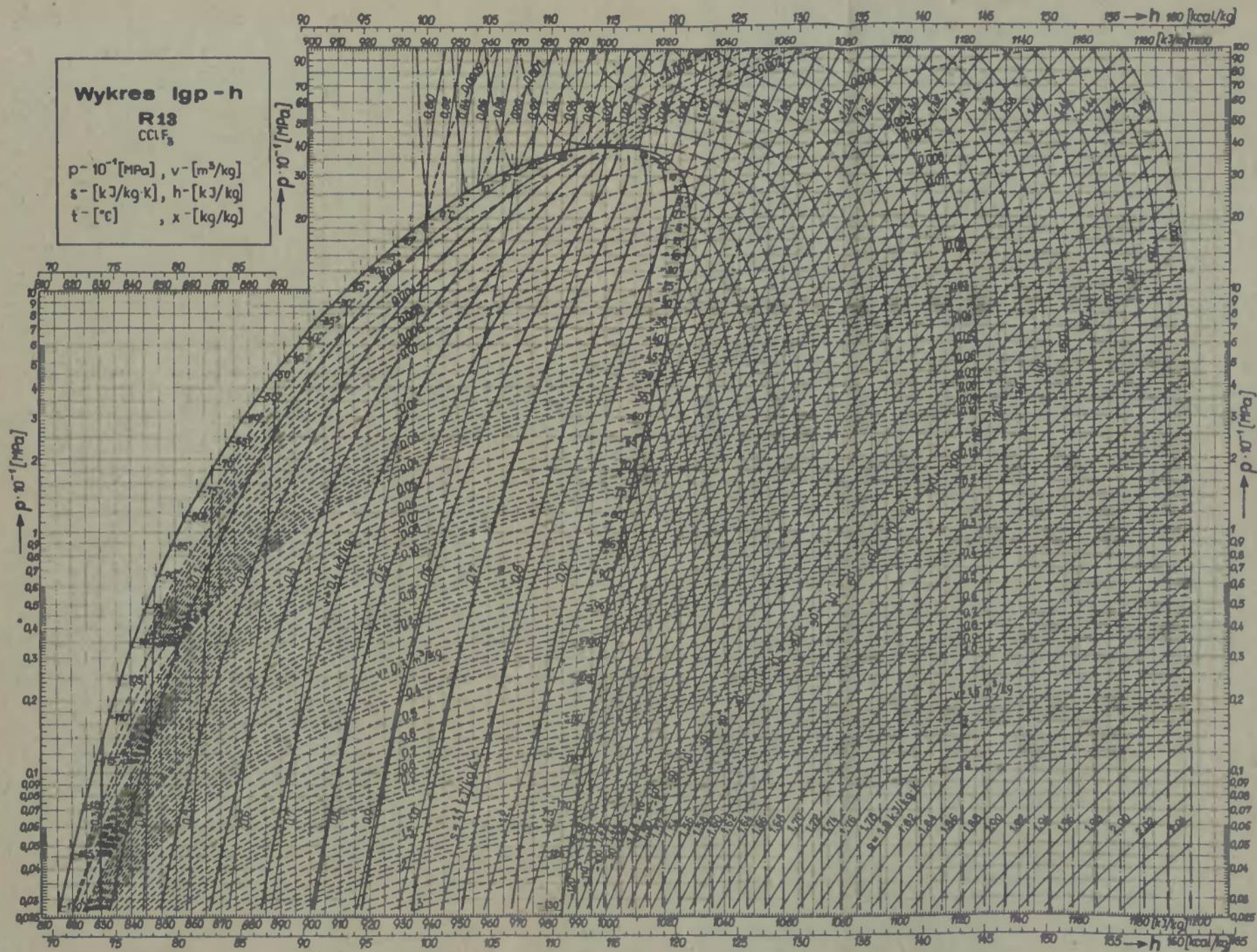
CCl_2F_2

$p \cdot 10^{-1} [\text{MPa}]$, $v \cdot 10^{-3} [\text{m}^3/\text{kg}]$, $s \cdot 10^{-3} [\text{kJ}/\text{kgK}]$
 $h \cdot 10^{-1} [\text{kJ}/\text{kg}]$, $t \cdot 10^{-1} [^\circ\text{C}]$, $x \cdot 10^{-1} [\text{kg}/\text{kg}]$



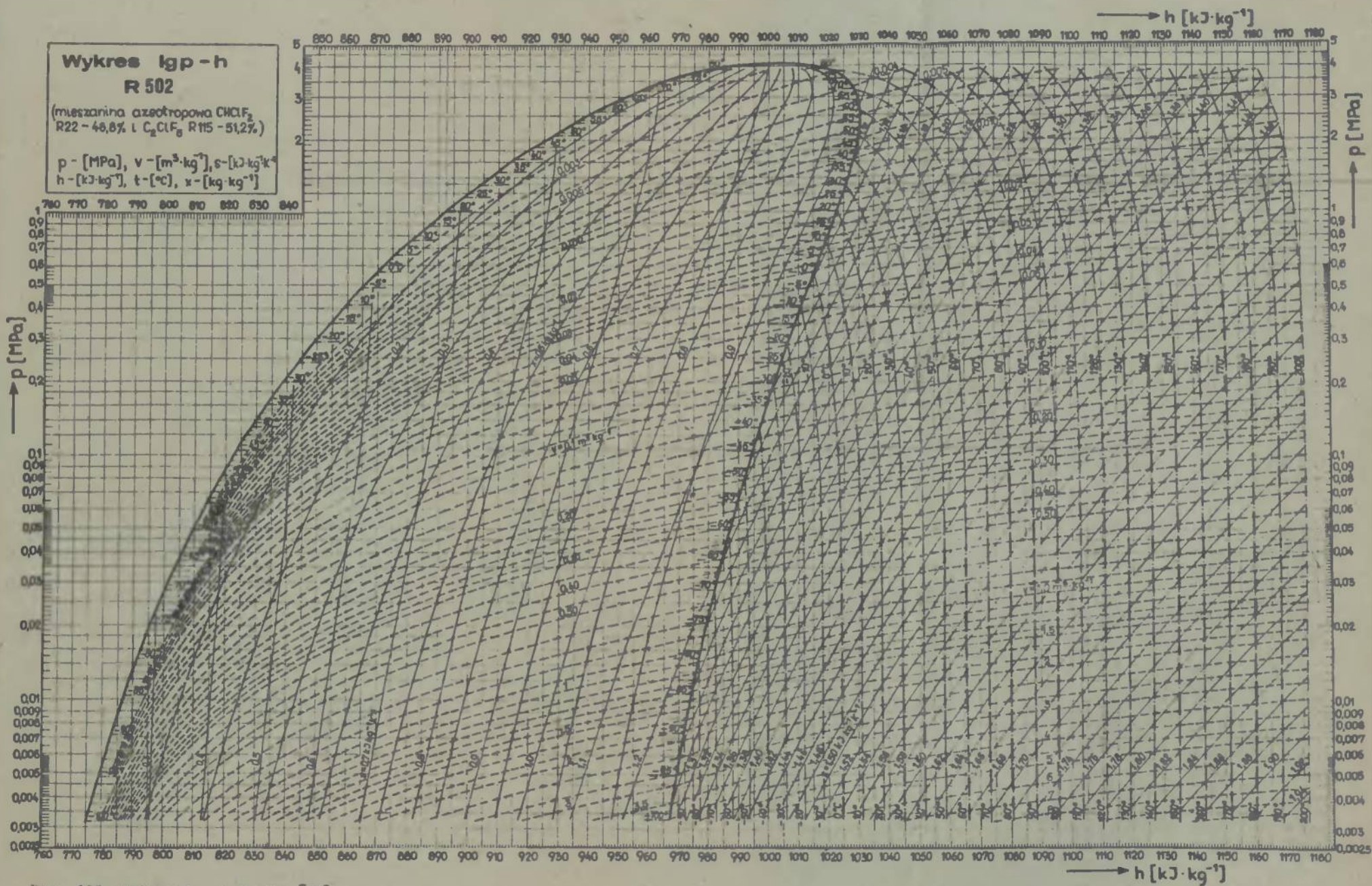
Rys. 122 Wykres lgp-h R-12 [77].





Rys. 123 Wykres lgp-h R-13 [77].

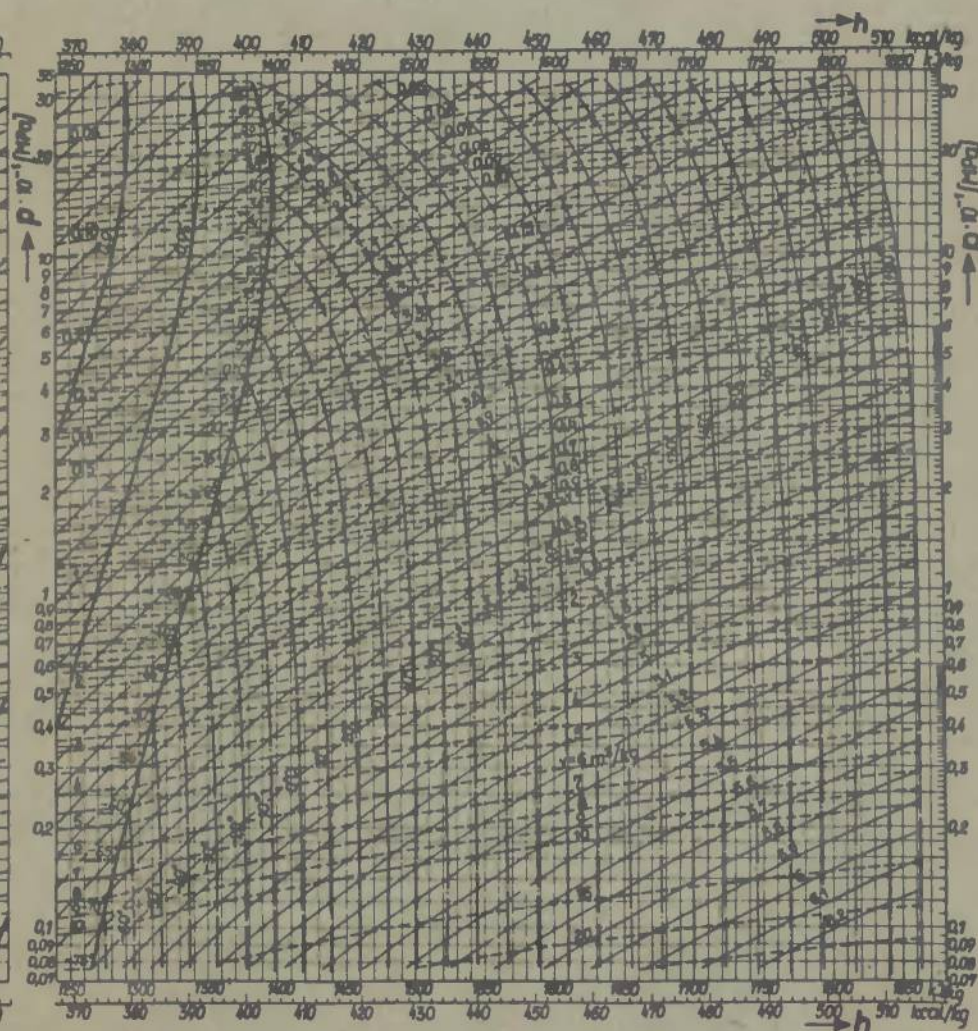
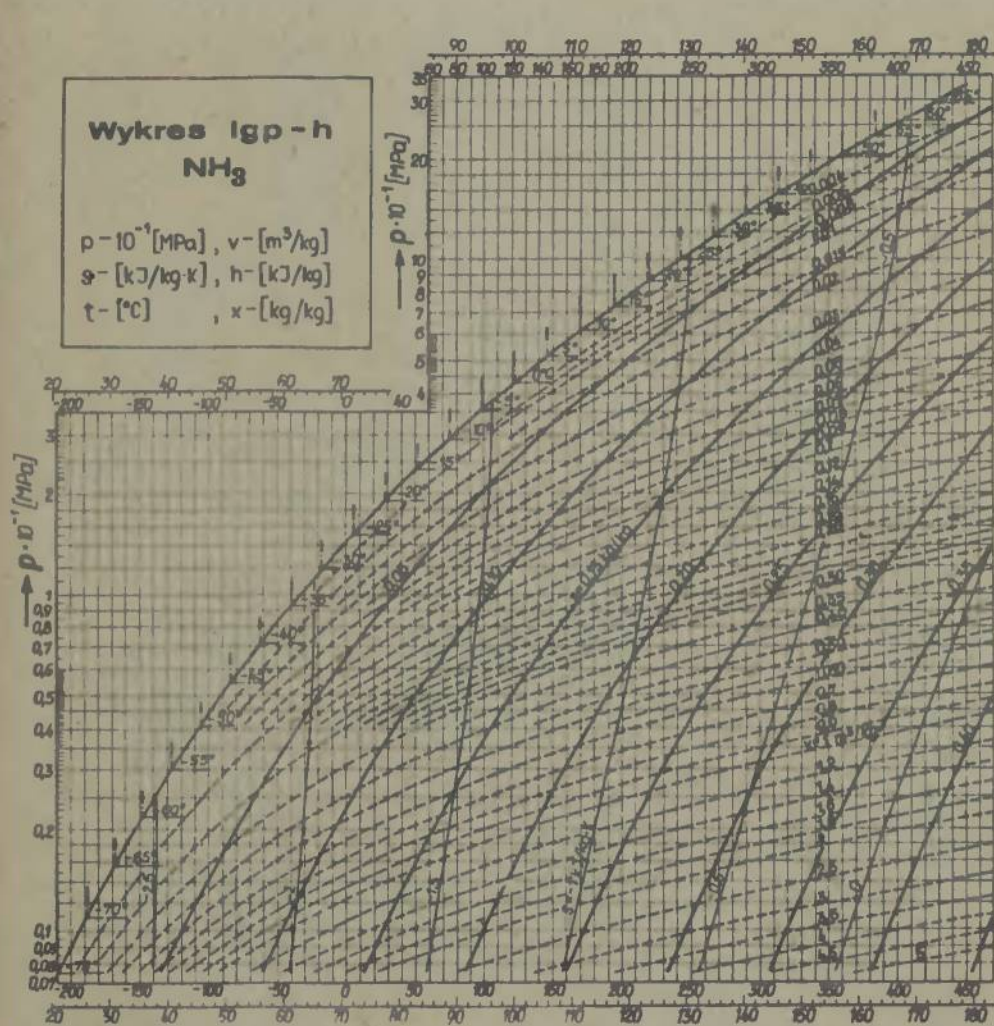




Rys. 125 Wykres lgp-h R-502 [77].

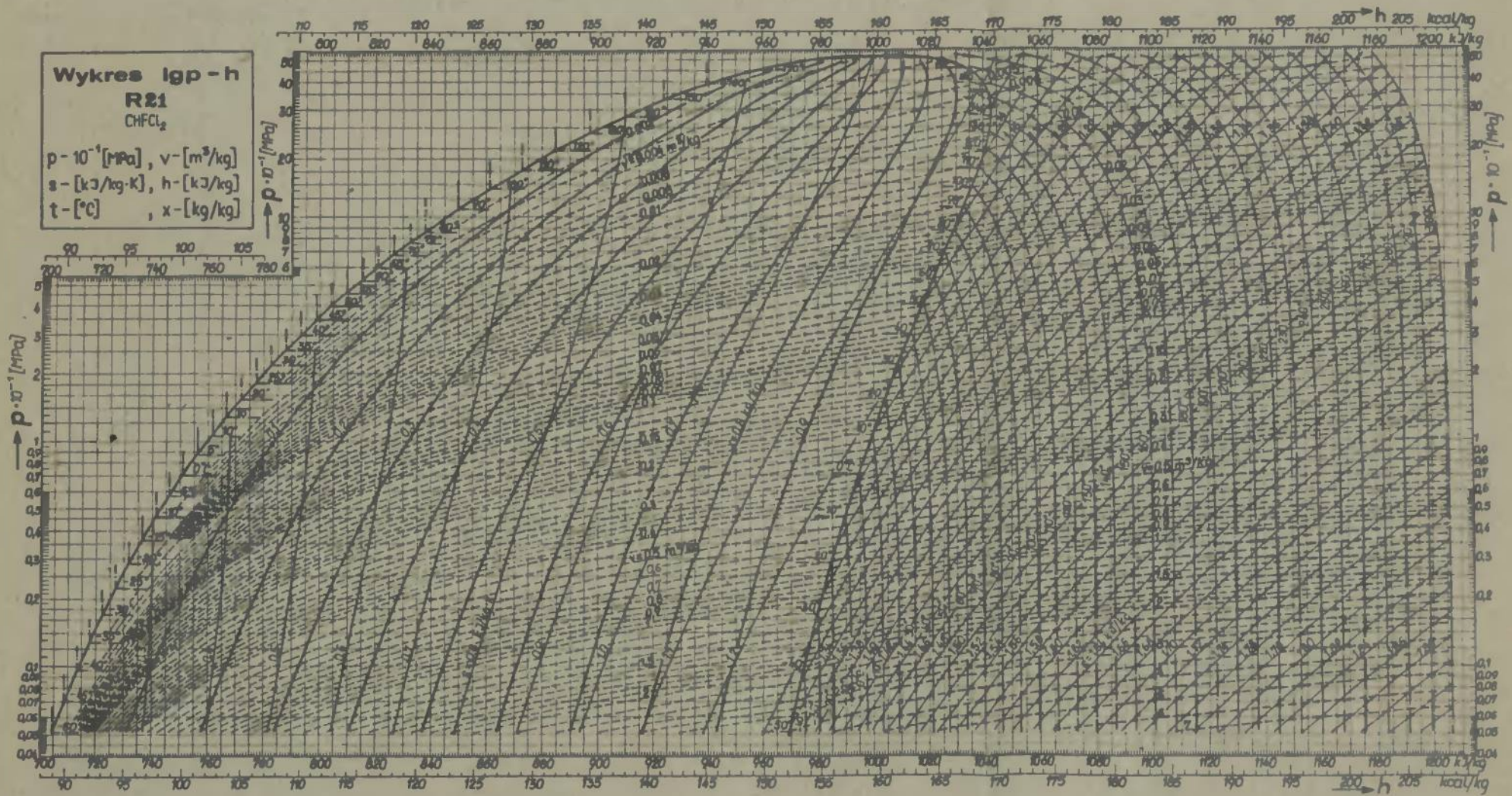


$p - 10^{-1} [\text{MPa}]$, $v - [\text{m}^3/\text{kg}]$
 $s - [\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}]$, $h - [\text{kJ}/\text{kg}]$
 $t - [^\circ\text{C}]$, $x - [\text{kg}/\text{kg}]$



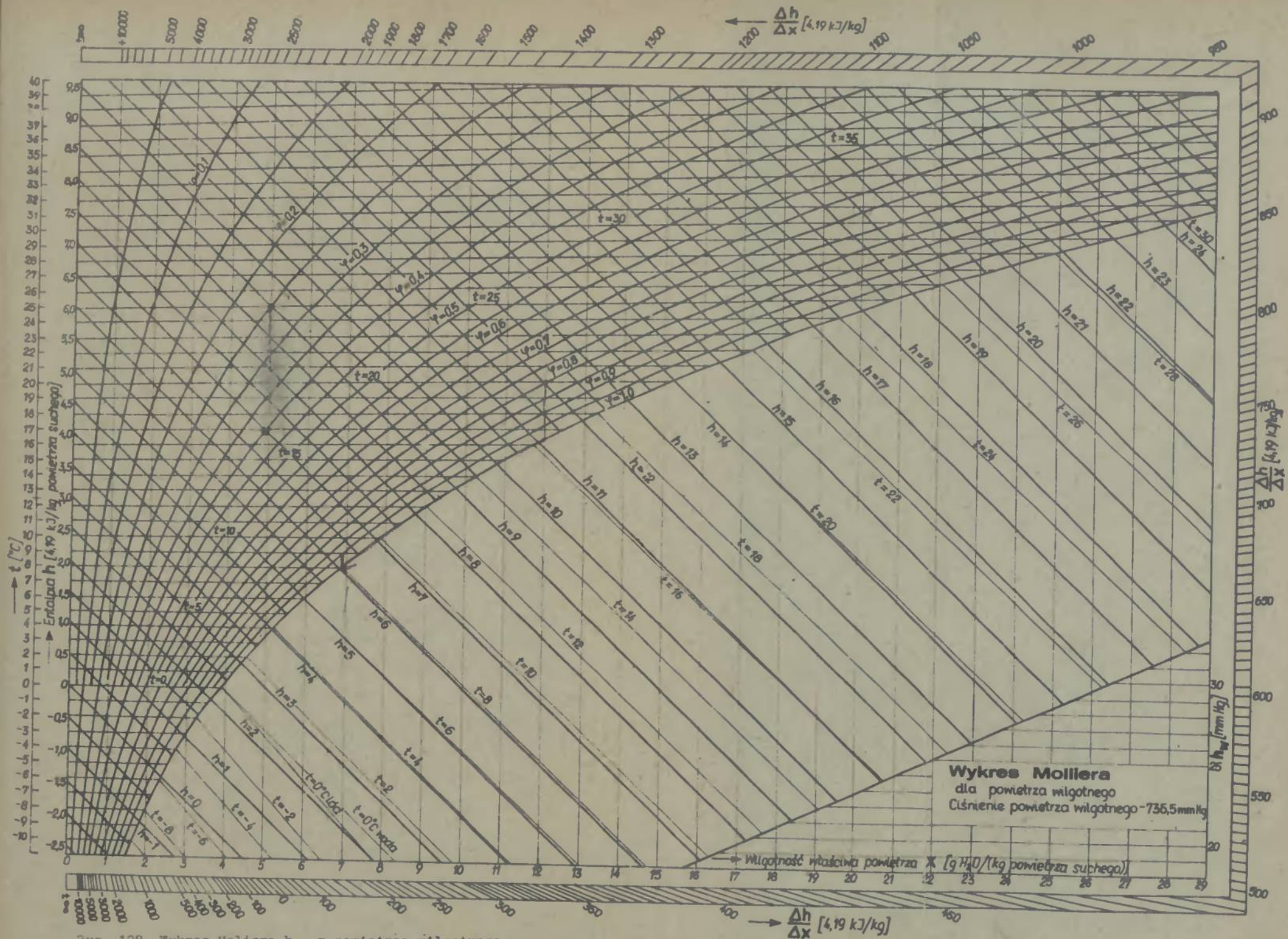
Рун. 126 Жукрев 1рр-н R-707 NH₃ [77].





Rys. 127 Wykres lgp-h R-21





Rys. 128 Wykres Molliera $h - x$ powietrza wilgotnego



9. LITERATURA

1. Afanas'eva E.G.: Chimičeskaja i termičeskaja stoikost' freonov, Chłodil'naja technika i technologija, No. 16, 1973 r.
2. Alco Controls, Division Emerson Electric Co. St. Louis, Missouri 63141.
3. Andersen S.A.: Automatyczne urządzenia chłodnicze, WPLiS, Warszawa 1964 r.
4. Ashrae Guide And Data Book, 1963 r.
5. Automatization of Commercial Refrigerating Plants.
6. Baade P.: Über die Ölrückführung bei Kältemaschinen für F-12, Kältetechnik, Heft 11, 1952 r.
7. Badylkes I.S.: Czynniki i procesy ziębnicze, WNT, Warszawa, 1966 r.
8. Badylkes I.S.: Svojstva chłodil'nych agentov, Piščevaja Promyšlennost', Moskva 1974 r.
9. Bruce R.: Rabota chłodil'nych sistem na freone-502, Chłodil'naja technika, No 11, 1967 r.
10. Bykov A.V., Sapronov V.J.: Charakteristiki bessal'nikovogo kompresora pri rabote na freone-13B1, Chłodil'naja technika, No 11, 1971 r.
11. Chetagurov M.G.: Sovremennye sudovy chłodil'nye ustanovki, Izdatel'stvo Transport, Leningrad 1967 r.
12. Chłopecki A.: Próba ogólniejszej definicji współczynnika sprawności obiegów chłodniczych, Chłodnictwo, No 11, 1970.
13. Chmielowski H.: Międzynarodowy układ jednostek miar, PWSZ, Warszawa 1971 r.
14. Chłodil'nye ustanovki, CHOCEN, Odessa 1976 r.
15. Cube H.L., Benke K., Sambeek J.A.: Die Anwendbarkeit des h, ξ - Diagrammes für Öl - Kältemittelgemische zur Berechnung von Kälteprozessen, Kältetechnik, Heft 10, 1958 r.
16. Čuklin S.G., Avdeev E.S.: Ponei'nye sistemy ochlaždenija refrižeratorsnych sudov, Izdatelstvo Sudostroenie, Leningrad 1969 r.

17. Čuklin S.B., Čumak I.G.: Laboratornyj praktikum po kursu chodil'nye ustanovki, Piščevaja Promyšlennost', Moskva 1974 r.
18. Dobrovol'skij A.P.: Sudovye chodil'nye mašiny i ustanovki, Sudostroenie, Leningrad 1969 r.
19. Dobrovol'skij A.P.: Teploĭtechničeskie, ispytaniya sudovykh chodil'nykh ustanovok, Izdatel'stvo Sudostroenie, Leningrad 1974 r.
20. Drees H.: K hlanlagen, VEB Verlag Technik Berlin 1974 r.
21. Drealjuch T.S.: Eksperimental'noe issledovanie t, p,   - parametrov rastvora freona-22 i masla CHF-22s-16, Chodil'naja tehnika i tehnologija, No 6, 1968 r.
22. Egelhof, Fabrik automatischer Schaltapparate. 7012. Fellbach/W rttemberg Stuttgart Strabe 60
23. Emblik E.: K ltemittel und  el, K lte, Heft 9, 1971 r.
24. Ferencowicz J.: Wentylacje i Klimatyzacja. Arkady 1964 r.
25. Freonowe agregaty skraplaj ce typu SAF 28 i SAF 35. Dokumentacja techniczna ruchowa, WPM WEMA, Warszawa 1979 r.
26. Frigen Frigen-Sicherheitsk ltemittel, Farbwerke HOECHST AG 6230 Frankfurt (Main) 80, FRIGEN - Informationsdienst, 1969
27. Frigen, Handbuch f r die K lte und Klimatechnik, Farbwerke HOECHST AG 6230 Frankfurt (Main) 80, 1969
28. Gavrilov V.S., Jakuni ev Ju.M.: Eksploatacija sudovykh chodil'nykh ustanovok i sistem kondicionirovaniya, Izdatelstvo Transport, Moskva 1970 r.
29. Gopin S.R., Tichomirov V.A., Savra V. M., Averim S.V. Vasil'ev N.T., Ko evnikova V.P.: Rezul'taty ispytaniy regenerativnykh teploobmennikov malych chodil'nykh mašin, Chodil'naja tehnika, No 3, 1978 r.
30. Gutkowski K.: Ch lodnictwo wybrane zagadnienia obliczeniowe, WNT, Warszawa 1972 r.
31. Jacunov I.F., Ivanov I.N.: Ispytaniya regenerativnogo teploobmennika teplovogo nasosa NT - 40, Chodil'naja tehnika, No 5, 1971 r.
32. Jaeger H.P., L ffler H.J.: Thermodynamische eineigenschaften von  lk ltemittel - gemischen, K ltetechnik - Klimatisierung, Heft 8, 1970 r.

33. Jakobson V.B.: Ispytanie germetičnyh kompressorov na freone - 22, Cholodil'naja tehnika, No 3, 1960 r.
34. Jakobson V.B.: Issledovanie teplovogo režima cholodil'noj mašiny s germetičnym kompressorom, Cholodil'naja tehnika, No 5, 1963 r.
35. Jakobson V.B.: Issledovanie vlijania peregreva vsasyvaemogo para na robotu cholodil'noj mašiny. Cholodil'naja tehnika, Nr 2, 1964 r.
36. Jakobson V.B.: O vlijani peregreva zasysajemyh parov na robotu cholodil'noj mašiny, Cholodil'naja tehnika, No 1, 1949 r.
37. Kąkol M., Zakrzewski B.: Evaluation of thermal insulation for refrigerated ship's holds, Institut International du Froid, Commissions B-2, D-3 (Japan) Tokyo, Annexe 1974-1 au. Bulletin de l'Institut International du Froid, Bfrais 1 1-295 (1974)
38. Kąkol M., Zakrzewski B.: Recovery of heat in the refrigerating cycle, Bulletin Institut International du Froid, Congres de Moscou 1975, Tome LV, No 3, 1975 r.
39. Kan A.V., Matveev V.I.: Cholodil'nye oborudovanie rybopromyšlennogo flota, Piščevaja Promyšlennost', Moskva 1974 r.
40. Kantorovic V.I.: Nadežnost'malyh cholodil'nyh mašin, Piščevaja Promyšlennost', Moskva 1972 r.
41. Kältemaschinen Regeln. Berechnungsunterlagen und Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kälteanlagen, Verlag C.F. Müller Karlsruhe, 1971 r.
42. Komadera M.: Oil problems in refrigeration systems, Modern Refrigeration No 7, 1965 r.
43. Kruze A.S.: Vlijanie charakteristik regenerativnogo teploobmiennika na robotu cholodil'noj mašiny i metodika ego rozčeta, Cholodil'naja tehnika, No 8, 1976 r.
44. Kulesza J.: Kryteria efektywności stosowania obiegu przegrzanego w układach chłodniczych, Chłodnictwo, No 8, 1971 r.
45. Kuznecov A.P., Vodjanickaja N.I.: Otčjot po naučno - issledovatel'skoj rabote No 3071. Issledovanie energetičeskich žumovyh i vibracionnyh charakteristik kompressorov dlja domaŭnich cholodil'nikov, Odesskij Technologičeskij Inatitut Cholodil'noj Promyšlennosti Odesa 1973 r.

46. Kümmerle B.: Richtige Sauggastemperaturen bei Kälte-Anlagen Kälte Kälte-Klima-Praktiker, Heft 9, 1972 r.
47. Lebson S.: Podstawy miernictwa elektrycznego, WNT, Warszawa 1972 r.
48. Löffler H.J.: Das spezifische Gewicht von Öl-Kältemittel Gemischen, Kältetechnik, Heft 3, 1959 r.
49. Löffler H.J.: Die Kältefliessfähigkeit von Öl-Frigen 22 - Mischungen, Kältetechnik, Heft 8, 1959 r.
50. Löffler H.J.: Die Mischbarkeit der syntetischen Öle Fluissil S 55 K^a und Poloyram M 15ⁿ mit den Kältemitteln Frigen 13, Frigen 22, bzw. mit Gemischen aus Frigen 13 und Frigen 22, Kältetechnik, Heft 5, 1957 r.
51. Maluty S.: Badanie dozębaczny regeneracyjnych stosowanych w agregatach ziębiących na czynniki chlorowcopochodne, Biuletyn Informacyjny Chłodnictwo, t. 3. nr 3, 1967 r.
52. Martynovskij V.S.: Analiz dejstvitel'nych termodinamičeskich ciklov, Energija, Moskve 1972 r.
53. Martynovskij V.S., Mel'cer L.Z., Snaid J.M.: Energetičeskaja effektivnost' različnych tipov generatorov choloda, Cholodil'naja tehnika, No 6, 1961 r.
54. Mel'cer L.Z.: Smazka freonovych cholodil'nych mašin, Izdanie 2-e dopolnennoe, Izdatel'stvo Piščevaja Promyšlennost', Moskva 1969 r.
55. Mel'cer L.Z., Dremljuch T.S.: Eksperimentalnoje issledovanie svojstv smesej freona-22 so smazočnymi masłami. Cholodil'naja tehnika, No 2, 1963 r.
56. Mel'cer L.Z., Dremljuch T.S.: Niekotoryje svojstva sistem masłočnogo masła - cholodil'nye agenty, Cholodil'naja tehnika i tehnologija, No 3, 1966 r.
57. Mel'cer L.Z., Dremljuch T.S.: Otčjot po naučno - issledovatel'skoj chozdogovornoj teme No 52. Podbor masel dlja niskotemperaturnych i vysokotemperaturnych cholodil'nych mašin. Odesskij Technologičeskij Institut Cholodil'noj Promyšlennosti, Odessa 1970 r.
58. Mel'cer L.Z., Dremljuch T.S.: Penobrazujuščaja sposobnost' masło-freonovych rastvorov, Cholodil'naja tehnika i tehnologija, No 13, 1971 r.

59. Mel'cer L.Z., Dremljuch T.S.: Problemy primennija masel povyšenoj vjazkosti, Cholodil'naja tehnika, No 6, 1968 r.
60. Mel'cer L.Z., Dremljuch T.S.: Svojstva rastvorov freona-502 s maslom CHF-22 s-16, Cholodil'naja tehnika No 19, 1971 r.
61. Mel'cer L.Z., Dremljuch T.S.: Tekučest cholodil'nych masel i ich snesej s agentami pri niskich temperaturach, Cholodil'naja tehnika i tehnologija, No 13, 1971 r.
62. Merc W., Karpiński W.: Teoretyczne uzasadnienie korzyści wynikających z zastąpienia obiegu suchego obiegiem przegrzanym, Chłodnictwo No 7, 1973 r.
63. Merc W.: Chłodnictwo, część I, PWN, Warszawa 1968 r.
64. Mertik Automatik, Katalog 75-76, DDR - Automatisierungsgeräte.
65. Meščerjakov F.E.: Osnovy cholodil'noj techniki i cholodil'noj technologii, Piščevaja Promyšlennost', Moskva 1975 r.
66. Michalaki L.: Pomary temperatury, WNT, Warszawa 1969 r.
67. Mieczynski M.: Pomiar stopnia suchości par czynników chłodniczych, Konferencja Naukowo-Techniczna, Wymienniki ciepła urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych, Rzeszów 1973 r.
68. Mikloa A.G., Kondrašova N.G.: Avtomatika i KIP sudovych energetičeskich i cholodil'nych ustanovok, Izdatel'stvo Sudostroenie, Leningrad 1973 r.
69. Morrell H.: Taschenbuch Kälteanlagen, VEB Verlag Technik, Berlin 1969 r.
70. Nestarov Ju.F.: Sudovye cholodil'nye ustanovki, Transport, Moskva 1974 r.
71. Nowak W., Sobański R.: Wybrane działy z teorii maszyn cieplnych i wymienniki ciepła, Politechnika Szczecińska, Szczecin 1968 r.
72. Ochęduszek S.: Termodynamika stosowana, WNT, Warszawa 1974 r.
73. Otdjot ob ispytanjach gruzovoj cholodil'noj ustanovki na sudnie B80/12 T/CH Nikola Vapcarov, rozrabotal Kaskol M., Zakrzewski B. Politechnika Szczecińska Instytut Okrętowy 1979 r.
74. Quick Reference Productline: Automatic controls for Refrigeration Plants DANFOSS, 1974 r.

75. Paliwoda A.: Obliczenia oporów przepływu oraz długości rur poziomych przy wrzeniu i skraplaniu czynników chłodniczych wewnątrz rur. Konferencja Naukowo-Techniczna, Wymienniki ciepła urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych, Rzeszów 1973 r.
76. Palmer F.S., Queresi J.I.: Temperature Refrigerants, ASHRAE Journal, No 7, 1967 r.
77. Petrak J., Dvorak Z.: Własności cieplne czynników chłodniczych, WNT, Warszawa, 1982 r.
78. Petričenko R.M., Onosovskij V.V.: Metodika razčeta rabočego processa poršnevoego kompressora, Cholodil'naja tehnika, No 6, 1971 r.
79. Plank R.: Die Unterkühlung von verflüssigtem Kältemittel durch angesaute Kältemitteldämpfe, Kältetechnik, Heft 10, 1955 r.
80. Plank R.: Handbuch der Kältetechnik B. d. 4 (Die Kältemittel), Springer Verlag, Berlin 1956 r.
81. PN-69/M-04606: Urządzenia chłodnicze. Jednostopniowe sprężarki wyporowe. Metody pomiarów.
82. PN-70/M-04600: Przemysłowe sprężarkowe urządzenia chłodnicze. Metody badań.
83. PN-70/M-04612: Symbole wielkości i jednostki miar.
84. PN-75/M-04605: Próby szczelności urządzeń chłodniczych o napełnieniu czynnikiem powyżej 5 kg.
85. Polski Rejestr Statków, Przepisy klasyfikacji i budowy statków morskich, część XII, Urządzenia chłodnicze, Gdańsk 1970 r.
86. Praca zbiorowa: Cholodil'nye mašiny, Pod obščej redakciej Koškina N.N.: Piščevaja Promyšlennost', Moskva 1973 r.
87. Praca zbiorowa: Podstawowe pomiary w technice cieplnej, pod redakcją F. Kotlewskiego, WNT, Warszawa 1962 r.
88. Praca zbiorowa: Poradnik Chłodnictwa, WNT, Warszawa 1965 r.
89. Praca zbiorowa: Poradnik inżyniera mechanika, t.1, WNT, Warszawa 1968 r.
90. Recknagel-Sprenger E.: Ogrzewanie i klimatyzacja, Poradnik, Arkady, Warszawa 1976 r.

91. Refrigeration Plant's test of Cargo Ship m/s Alba Julia, Type B-478/1, under overseen and checks by Kąkol M., Politechnika Szczecińska Instytut Okrętowy 1976 r.
92. Refrigeration Plant's test of Cargo Ship m/s Arya Rokh Type B-445/17, under overseen and checks by Kąkol M., Zakrzewski B., Politechnika Szczecińska Instytut Okrętowy, 1974 r.
93. Refrigeration Plant's test Cargo Ship m/s Arya Roosz, Type B-445/18, under overseen and checks by Kąkol M., Zakrzewski B., Politechnika Szczecińska Instytut Okrętowy 1975 r.
94. Refrigeration Plant's test of Cargo Ship m/s Radnoti, Type B-474/12, under overseen and checks by Kąkol M., Zakrzewski B., Politechnika Szczecińska Instytut Okrętowy 1977 r.
95. Refrigeration test of Cargo Ship m/s Fengcheng, Type B-446/8, under overseen and checks by Kąkol M., Zakrzewski B., Politechnika Szczecińska Instytut Okrętowy, 1971 r.
96. Rezenfeld L.M.: Chłodil'nyje masiny i aparaty, Gostorgizdat, Moskwa 1960 r.
97. Rumszycki L.Z.: Matematyczne opracowanie wyników eksperymentu, WNT, Warszawa 1973 r.
98. Rysov E.Ch.: Teploobmen pri kipenii smesi freona-13 s niskotemperaturnym maslom FM-5, 6 A.P., Chłodil'naja technika i technologijs, No 13, 1971 r.
99. Šavra V.M.: Effektivnost' regenerativnogo cikla v maloj freonovoj chłodil'noj mašine, Chłodil'naja technika, Nr 9, 1963 r.
100. Šavra V.M.: Issledovanie i rasčet freonobogo regenerativnogo teploobmennika, Chłodil'naja technika, No 2, 1963 r.
101. Šavra V.M.: Vlijanie peregreva para vychodjacego iz isparitelja, na robotu maloj chłodil'noj masiny, Chłodil'naja technika, No 6, 1962 r.
102. Šavra V.M.: Vlijanie peregreva vsasyvaemogo para na robotu freonovogo kompressora, Chłodil'naja technika, No 1, 1963 r.
103. Šavra V.M., Jakobson V.B.: Charakteristiki termoregulirujuščich ventilej, Chłodil'naja technika, No 6, 1961 r.

104. Senjagin I.I.: Issledovanie raboty kompressora AV-100 na freone-22, Chlodil'naja tehnika, No 2, 1971 r.
105. Sousserai H.: Evaluation of Refrigerant 502 in integral horsepower commercial refrigeration compressors, ASHRAE Journal, No 1, 1964 r.
106. Spauschus H.O., Doderer G.C.: Reactions of Refrigerant 12 with Petroleum Oil, ASHRAE Journal, No 2, 1961 r.
107. Steimle F.: Kurs Klimatyzacji, Arkady, 1979 r.
108. Strzałkowski A., Śliżyński A.: Matematyczne metody opracowania wyników pomiarów, PWN, Warszawa 1973 r.
109. Szucs E.: Modelowanie matematyczne w fizyce i technice, WNT, Warszawa 1977 r.
110. Użanski V.S.: Avtomatizacija chlodil'nych ustanovok, Izdatel'svo Piščevaja Promyšlennost' Moskva 1973 r.
111. Warczak W.: Obiegi cieplne i wybrane problemy pomiarowe w stanowiskach do pomiarów wydajności jednostopniowych sprężarek ziębniczych, Chłodnictwo, No 8, 1973 r.
112. Warczak W.: Tłokowe sprężarki ziębnicze, WNT, Warszawa 1967 r.
113. Wejnberg B.S.: O vlijanii masla na poteri vo freonovom kompressorze, Chlodil'naja tehnika, No 2, 1970 r.
114. Zacharov V.S., Jakobson W.B.: Issledovanie germetricnych kompressorov pri rabote na freonach-502 i 22, Chlodil'naja tehnika, No 5, 1970 r.
115. Zacharov V.S.: Primenenie rotametradlja izmerenija malych razchodov freona, Chlodil'naja tehnika, No 12, 1973 r.
116. Zacharov Ju.V.: Sudovye ustanovki kondicionirovanija vozducha i chlodil'nyje mašiny, Izdatel'stvo Sudostroenie, Leningrad 1972 r.
117. Zakrzewski B.: Regeneracja ciepła w jednostopniowym obiegu chłodniczym na czynniki chlorowcopochodne, Chłodnictwo nr 4, 1981 r.
118. Zakrzewski B.: Badanie urządzenia chłodniczego w biegu z regeneracją ciepła, Chłodnictwo nr 6, 1981 r.
119. Zakrzewski B., Kąkol M., Haberek J.: Wpływ wybranych parametrów pracy okrętowej instalacji chłodniczej na sprawność termiczną obiegu. Gdańsk XI Sesja Okrętowców

120. Zakrzewski B., Woźniak W.: Wybrane problemy teorii i praktyki dwustopniowego obiegu chłodniczego. Chłodnictwo Nr 5, 1981 r.

81
Biblioteka Główna
Politechniki Szczecińskiej
W. 124696



012-124696-00-0