ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1993
Seria: ENERGETYKA z. 114 Nr kol. 1153

Jan **Nadziakiewicz**

OBLICZENIA PARAMETRÓW PRACY POMPY CIEPŁA

Streszczenie. W pracy przedstawiono procedurę obliczeniową oraz program numeryczny dla obliczania parametrów obiegu pompy ciepła, która służyć ma do podgrzewania wody użytkowej. Źródłem ciepła jest woda technologiczna. Cały układ złożony jest z typowych elementów stosowanych w technice chłodniczej. Układ składa się z parowacza i skraplacza płaszczowo-rurowego, sprężarki 4-cylindrowej, zaworu regulacyjnego oraz dochładzacza.

Procedura iteracyjna wyznacza parametry freonu (R12 lub R22) w obiegu, parametry wody dopływającej i wypływającej ze skraplacza i z parowacza, wydajność cieplną i chłodniczą oraz współczynniki wydajności chłodniczej i cieplnej układu. Wyniki obliczeń przedstawiono w tablicach i na wykresach.

CALCULATION OF PARAMETERS OF HEAT PUMP CYCLE

Summary. In the paper the procedure and numerical program for calculating parametres of heat pump cycle are presented. The cycle is built of typical elements used widely in cooling systems such as condenser, evaporator, compressor and control valve. The intercooler is also a part of the cycle. The system heats water for washing use and drains heat from industrial water. Program calculates parameters both, water and cooling agent as well as heating and cooling power. Efficiency of the cycle is also calculated. Results of calculations for some examples are presented in diagrams and tables. Real cycle is compared with ideal cycle of the same pressures in condenser and evaporator and the same cooling power.

ВЫЧИСЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Резюме

Представлен метод и вычислительная программа для определения параметров работы термодинамического цикла теплового насоса. Этот насос состоит из типичных элементов использованых в холодильных установках. Он предназначен для подогрева питательной воды и он использует тепло технологической воды. Установка состоит из испарителя, конденсатора, компрессора и регулирующего вентиля.

Итерационная программа вычисляет параметры хладагента (R12 или R22) в цикле, температуру воды в испарителе и конденсаторе, тепловую и холодильную выработку и коэффициенты тепловой и холодильной ефективности. Результаты представлены в таблицах и диаграммах.

---

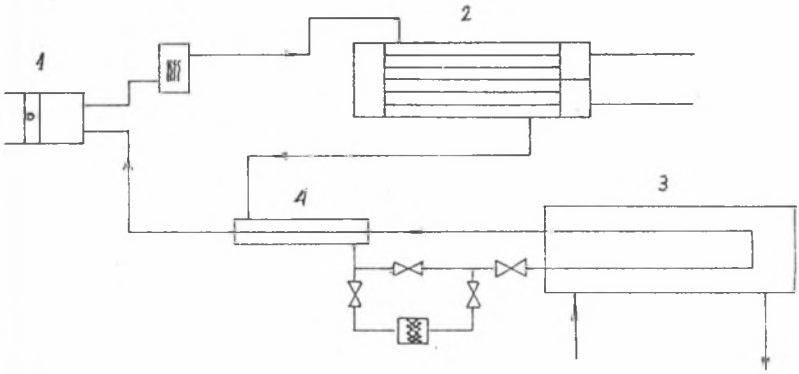
* Opracowano na podstawie rezultatów pracy dyplomowej mgr inż. Barbary Grychnik [4].

1. WSTĘP

Jednym z zastosowań lewobieżnych obiegów termodynamicznych jest pompa ciepła, w której efektem użytecznym jest podgrzewanie powietrza lub wody, a ciepło pobierane jest ze źródła o niższej temperaturze. Poniżej przedstawiono program numeryczny obliczający parametry takiego obiegu, służącego do podgrzewania wody użytkowej, a pobierającego ciepło z wody technologicznej. Układ zbudowany jest z typowych elementów stosowanych w technice chłodniczej a idea jego zbudowania powstała w OBR CEBEA w Krakowie. Program ten jest uzupełnieniem obliczeń wykonanych w tym ośrodku badawczym.

2. OPIS UKŁADU POMPY CIEPŁA

Układ którego obliczenia przedstawiono, składa się z typowych elementów: sprężarki, skraplacza wodnego, zaworu regulacyjnego, parowacza wodnego oraz dodatkowo z dochładzacza, będącego wymiennikiem ciepła freon-freon. Schemat układu przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat układu grzejnego 1 - sprężarka, 2 - skraplacz, 3 - parowacz, 4 - dochładzacz

Fig. 1. Scheme of heating system 1 - compressor, 2 - condenser, 3 - evaporator, 4 - intercooler

Podstawowymi elementami układu są:
- skraplacz płaszczowo-rurowy o powierzchni wymiany ciepła F_s = 20 cm^2 z żebrami nawalcowanymi, - parowacz płaszczowo-rurowy o powierzchni wymiany ciepła F_p = 16,3 m^2, - sprężarka 6D58 o wydajności objętościowej V_{sk}=80,1m^3/h i częstości obrotów silnika n = 1450 obr/min - dochładzacz czynnika o powierzchni wymiany ciepła F_d = 0,5 m^2.

Podstawowym zadaniem agregatu jest ogrzewanie wody w skraplaczu dla celów sanitarnych, a zadaniem wtórnym jest chłodzenie wody w parowaczu. Zapotrzebowanie na ciepłą wodę może się zmieniać - zmiany te można łagodzić przez zastosowanie zbiornika akumulacyjnego. Regulacja ilości pobieranego ciepła odbywa się przez zmianę ilości pobieranej wody przy stałej jej temperaturze na wylocie ze skraplacza.

3. ALGORYTM OBLICZENIOWY

Program obliczeniowy modeluje procesy cieplne i przepływowe zachodzące w poszczególnych urządzeniach układu.

Własności termodynamiczne wody i freonu obliczane są w specjalnych podprogramach opracowanych w Instytucie Techniki Cieplnej Politechniki Śląskiej. Obliczenia wykonuje się w następującej kolejności:

I. Wielkościami wejściowymi do obliczeń są: temperatura wody ogrzewanej na dopływie i wypływie ze skraplacza, jej strumień oraz temperatura wody chłodniczej, od której pobierane jest ciepło. Znając te wartości można obliczyć wydajność cieplną skraplacza ze wzoru:

$$Q_k = m_w (i_2 - i_1), \tag{1}$$

gdzie:

$i_1 = c_{p1} t_{w1}$, $i_2 = c_{p2} t_{w2}$ - entalpia wody dopływającej i wypływającej ze skraplacza,

m_w - strumień wody,

t_w - temperatura wody,

c_p - ciepło właściwe wody.

Zakłada się, jako warunek początkowy, że temperatura skraplania jest o 10 K wyższa od temperatury wody wypływającej ze skraplacza:

$$t_k = t_{w2} + 10,0$$

Zakłada się również, że temperatura parowania jest o 5 k niższa od temperatury wody dopływającej do parowacza:

$$t_p = t_{z1} - 5,0$$

Na podstawie tych temperatur można wstępnie obliczyć ciśnienie skraplania p_1 i ciśnienie parowania p_2.

II. Następnie oblicza się temperaturę czynnika na dolocie do skraplacza wykorzystując równanie politropy dla sprężarki:

$$T_1 = (T_p + 5,0) \left[\frac{p_1}{p_2}\right]^{\frac{m-1}{m}} \tag{2}$$

Założono tu stopień przegrzania pary na wylocie z parowacza 5K.

III. Następnie oblicza się współczynnik wnikania ciepła w skraplaczu po stronie wody [3]. Dla przepływu burzliwego tj. dla Re>10 000:

$$\alpha_w = B_b \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}} \quad \frac{W}{m^2 K}, \tag{3}$$

$$B_b = 0,023\ \lambda^{0,6} \gamma^{0,8} \left[\frac{c}{\mu}\right]^{0,8} \tag{3a}$$

Dla przepływu laminarnego tj. dla Re < 2200:

$$\alpha_w = B_l \frac{w^{0,2}}{d^{0,5}} (t_s - t_w)^{0,1} \tag{4}$$

$$B_l = 0,925\ \lambda^{0,7} \gamma^{0,4} c^{0,3} \left[\frac{\beta g}{\mu}\right] \tag{4a}$$

gdzie:

- w - prędkość przepływu wody w rurach,
- d - wewnętrzna średnica rury,
- γ - gęstość,
- t_w - temperatura wody,
- t_s - temperarura ścianki,
- c - ciepło właściwe wody,
- β - współczynnik rozszerzalności objętościowej wody,
- μ - dynamiczny współczynnik lepkości,
- g - przyspieszenie ziemskie.

Dla przepływu przejściowego tj. 2200 < Re < 10000 współczynnik wnikania ciepła oblicza się jak dla przepływu burzliwego uwzględniając współczynnik poprawkowy.

IV. Kolejno oblicza się współczynnik wnikania ciepła w skraplaczu po stronie freonu.

$$\alpha_s = 0,93\ A \sqrt[4]{\frac{r}{(t_k - t_s)d}} \tag{5}$$

$$A = \sqrt{\frac{\gamma^2 \lambda^3 g}{\mu}} \tag{5a}$$

$$\alpha_1 = \alpha_s a \tag{5b}$$

gdzie:

r - ciepło parowania freonu,

a - mnożnik poprawkowy uwzględniający ułożenie rur.

Pozostałe oznaczenia jak dla wody.

Gdy na wlocie do skraplacza para jest przegrzana, to współczynnik wnikania ciepła obliczany jest jak dla pary nasyconej ale zamiast entalpii parowania r podstawia się do wzoru różnicę entalpii na wlocie i na wylocie ze skraplacza [1].

Dla rur ożebrowanych współczynnik wnikania ciepła zwiększa się o mnożnik ε podawany w tablicach inżynierskich [3].

V. Obliczanie współczynnika przenikania ciepła w skraplaczu

Współczynnik przenikania ciepła odniesiony do wewnętrznej powierzchni rury oblicza się ze wzoru:

$$\frac{1}{k_w} = \frac{1}{\alpha_w} + R_w + \frac{\delta}{\lambda}\frac{F_w}{F_m} + \left[\frac{1}{\alpha_z} + R_z\right]\frac{F_w}{F_z} \tag{6}$$

gdzie α_z i α_w są wartościami współczynnika wnikania ciepła na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni rury R_z i R_w są oporami cieplnymi osadu na powierzchniach rury, F_z, F_w i F_m są odpowiednio powierzchnią zewnętrzną, wewnętrzną i średnią rury, δ i λ są grubością ścianki rury i współczynnikiem przewodzenia ciepła materiału rury.

VI. Sprawdzenie poprawności założych temperatur

Dla sprawdzenia wartości temperatur w skraplaczu można wykorzystać równania dla wymiennika ciepła:

$$Q_k = F\ k\ \Delta t_m \tag{7}$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_p - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_p}{\Delta t_k}} \tag{7a}$$

$$\Delta t_p = t_1 - t_{w2}$$

$$\Delta t_k = t_k - t_{w1}$$

Jeżeli przyjęte temperatury nie spełniają powyższych równań z żądaną dokładnością, to należy je skorygować i powtórzyć obliczenia począwszy od punktu II. W programie obliczenia kończy się, gdy w kolejnych iteracjach temperatury różnią się o mniej niż 0,1 K.

VII. Obliczenia parametrów czynnika w sprężarce

Znając parametry czynnika na wypływie ze sprężarki oraz wymagany strumień przepływającego czynnika można określić parametry czynnika na dopływie do sprężarki.

Sprężanie w sprężarce rzeczywistej przebiega wzdłuż politropy a ilość przepływającego gazu jest mniejsza od wydajności teoretycznej. Stosunek wydajności rzeczywistej do wydajności teoretycznej określa stosunek przetłaczania:

$$\lambda = \frac{V_{rz}}{V_{ss}}\ , \tag{8}$$

$$\lambda = \lambda_o\ \lambda_d\ \lambda_p\ \lambda_{sz}\ , \tag{8a}$$

gdzie V_{rz} jest wydajnością rzeczywistą odniesioną do parametrów czynnika na ssaniu, V_{ss} jest wydajnością sprężarki doskonałej.

Stosunek λ zależy od strat przestrzeni szkodliwej λ_o, strat dławienia λ_d, strat podgrzania λ_p oraz strat nieszczelności λ_{sz}. Straty te zależą od ciśnień przed i za sprężarką, wykładnika politropy i od stopnia sprężania [2].

VIII. Obliczanie wymiennika dochłodzającego

Znając entalpię skroplonego czynnika dopływającego do wymiennika dochładzającego, entalpię pary na dopływie do sprężarki oraz wartość iloczynu powierzchni wymiany ciepła i współczynnika przenikania ciepła Fk (z danych konstrukcyjnych wymiennika) można obliczyć entalpię czynnika wypływającego z parowacza oraz entalpię czynnika przed zaworem dławiącym.

IX. Obliczanie parametrów w zaworze dławiącym

Zakłada się, że w zaworze zachodzi przemiana izentalpowa, więc znając entalpię czynnika na dopływie do zaworu można z równania stanu czynnika chłodniczego znaleźć parametry za zaworem przy określonym ciśnieniu w parowaczu.

X. Obliczenie współczynnika wnikania ciepła w parowaczu po stronie freonu

Wartość współczynnika wnikania ciepła od strony czynnika chłodniczego obliczana jest według wzoru [3]:

$$\alpha_{fr} = 0,036 \frac{q_l \lambda_E}{\pi d^2 \eta_E} \left[\frac{L\ n}{\Delta i\ g}\right]^{0,5} \left[\frac{\eta_{krF}}{\eta_{kr}}\right]^{i} \left[\frac{\lambda_{kr}}{\lambda_{krE}}\right]^{j} , \qquad (9)$$

gdzie:

q - liniowy strumień cieplny,

λ - współczynnik przewodzenia ciepła,

η - dynamiczny współczynnik lepkości,

L - długość rur,

Δi - przyrost entalpii czynnika,

n - liczba recyrkulacji czynnika.

Wartość wykładników i oraz j są równe 1 dla freonu R22. Indeks E oznacza parametry dla freonu R12 będącego czynnikiem wzorcowym.

XI. Obliczenie strumienia wody w parowaczu

Strumień wody, jaki powinien przepływać przez parowacz określony jest przez strumień ciepła Q_p oddawany przez parujący freon i przez przyrost temperatury wody Δt_w:

$$m_w = \frac{Q_p}{\Delta t_w} \qquad (10)$$

Wstępnie zakłada się temperaturę wody na dopływie i na wypływie z parowacza i oblicza się strumień wody.

XII. Obliczenie współczynnika wnikania ciepła w parowaczu od strony wody

Współczynnik wnikania ciepła od strony wody obliczany jest metodą DELAWARE [5]. Polega ona na obliczeniu wartości współczynnika dla przypadku idealnego i na uwzględnieniu wszelkich odchyleń od tego stanu za pomocą współczynników korekcyjnych. Współczynnik wnikania ciepła określa wzór:

$$\alpha_{ss} = \alpha_{id} J_c J_l J_b J_s J_r , \tag{11}$$

gdzie:

α_{id} - współczynnik wnikania ciepła dla przypadku idealnego,

J - współczynniki uwzględniające rozmieszczenie przegród, przecieki i ułożenie rur [1].

XIII. Strumień ciepła wymieniany w parowaczu

Strumień ciepła wymieniamy w parowaczu można obliczyć z równań wymiany ciepła w parowaczu.

$$Q_p = F_p k_p \Delta t_{mp} , \tag{12}$$

gdzie F_p jest powierzchnią wymiany ciepła parowacza, k_p jest współczynnikiem przenikania ciepła w parowaczu a Δt_{mp} jest logarytmiczną różnicą temperatur między freonem a wodą w parowaczu.

4. OPIS PROGRAMU OBLICZENIOWEGO

Postępowanie opisane w punktach I do XIII tworzy iteracyjną procedurę pozwalającą na wprowadzenie poprawek do przyjętych wartości (np. temperatur). Postępowanie to kończy się, gdy różnice w wartościach temperatur są mniejsze od założonej dokładności obliczeń.

Program napisany jest w języku FORTRAN. Program główny wczytuje dane oraz wyprowadza wyniki obliczeń. Wywołuje on podprogramy obliczające poszczególne elementy obiegu pompy ciepła: wymienniki ciepła, sprężarkę, zawór rozprężny itp. Własności termodynamiczne czynników obliczane są w odrębnym podprogramie.

Danymi wejściowymi do obliczeń są:

- strumień pobieranej ciepłej wody użytkowej m_w kg/s,
- temperatura pobieranej ciepłej wody użytkowej na dolocie do skraplacza t_{w1} °C i na wylocie t_{w2} °C oraz
- temperatura wody chłodzonej t_{z1} °C.

Poza tym do programu wprowadzone są parametry konstrukcyjne sprężarki, skraplacza, parowacza oraz iloczyn F k dla dochładzacza. Wartości tych parametrów podane są w Dodatku.

4.1. Wyniki obliczeń

Poniżej przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń dla przypadków, gdy pracuje jedna para oraz dwie pary cylindrów sprężarki.

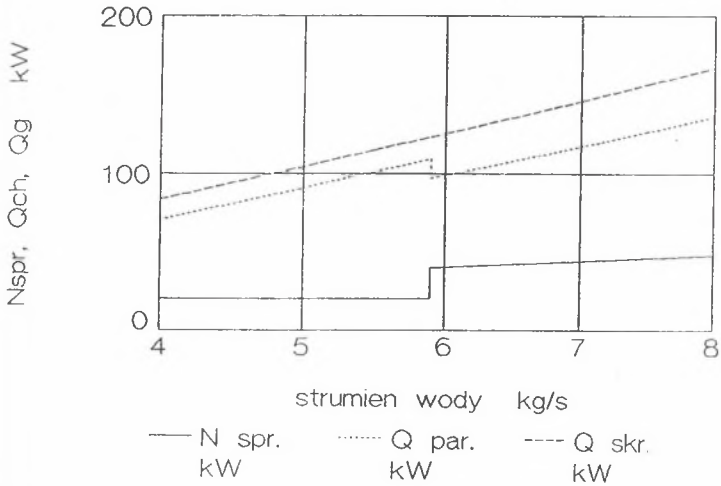
Tablica 1

Dane i przykładowe wyniki obliczeń

Wielkość	Przykład 1	Przykład 2
1	2	3
Wielkość wejściowe do obliczeń		
rodzaj czynnika chłodniczego	R22	R22
temperatura wody dopływającej do skraplacza °C	40	40
temperatura wody wypływającej ze skraplacza °C	45	45
strumień ciepłej wody kg/s	4,8	6,0
temperatura wody dopływającej do parowacza °C	20	20
Wyniki obliczeń		
temperatura wody wypływającej z parowacza °C	9,9	5,0
strumień wody chłodzonej kg/s	2,05	0,503
temperatura freonu przed skraplaczem °C	64,6	74,2
temperatura freonu za skraplaczem °C	51,8	53,3
temperatura freonu przed zaworem dław. °C	51,3	52,7
temperatura freonu za zaworem dławiącym °C	5,7	-11,1
temperatura freonu za parowaczem °C	6,3	-10,9
temperatura freonu przed sprężarką °C	7,87	-8,96
ciśnienie w skraplaczu kPa	2170	2170
ciśnienie w parowaczu kPa	598	342
strumień czynnika kg/s	0,96	0,71

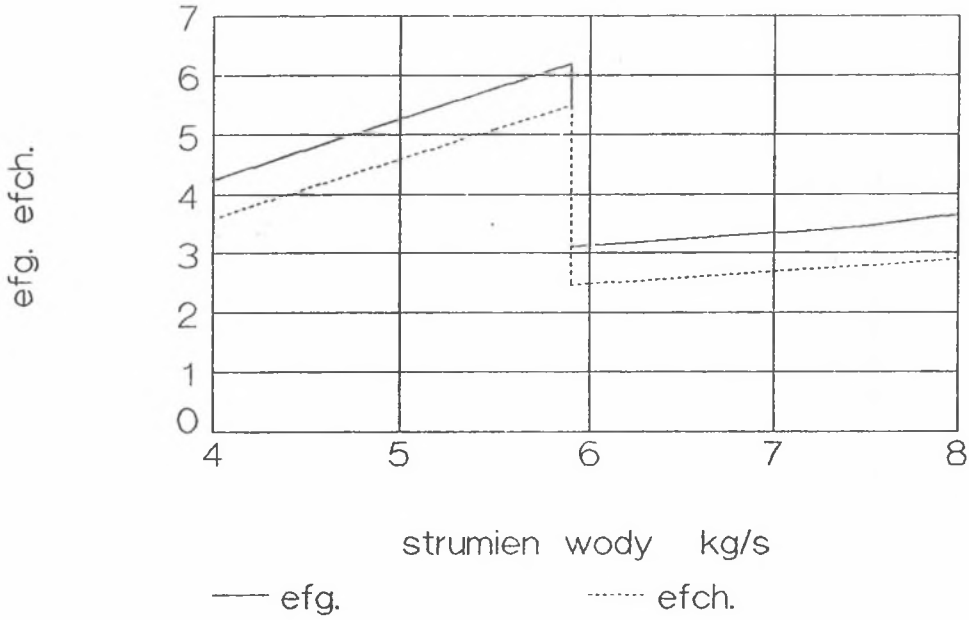
cd. tablicy 1

1	2	3
strumień ciepła wymieniany w skraplaczu kW	100,2	125,2
strumień ciepła wymieniany w parowaczu kW	86,9	98,8
strumień ciepła wymieniany w dochładzaczu kW	0,72	1,02
moc sprężarki kW	19,8	39,9
liczba pracujących cylindrów	2	4
współczynnik wnikania ciepła wody w skraplaczu $W/(m^2K)$	1409	1684
współczynnik wnikania ciepła freonu w skraplaczu $W/(m^2K)$	1645	1554
współczynnik przenikania ciepła w skraplaczu $W/(m^2K)$	708	756
współczynnik wnikania ciepła wody w parowaczu $W/(m^2K)$	1483	845
współczynnik wnikania ciepła freonu w parowaczu $W/(m^2K)$	5093	5888
współczynnik przenikania ciepła w parowaczu $W/(m^2K)$	852	654



Rys. 2. Wydajność cieplna skraplacza Q_g, parowacza Q_{ch} i moc sprężarki N_{spr} w zależności od zapotrzebowania na ciepłą wodę

Fig. 2. Heating power Q_g, cooling power Q_{ch} and power of compressor N_{spr} as a function of warm water demand



Rys. 3. Współczynniki wydajności chłodniczej ef,ch i grzejnej ef,g w zależności od zapotrzebowania na ciepłą wodę

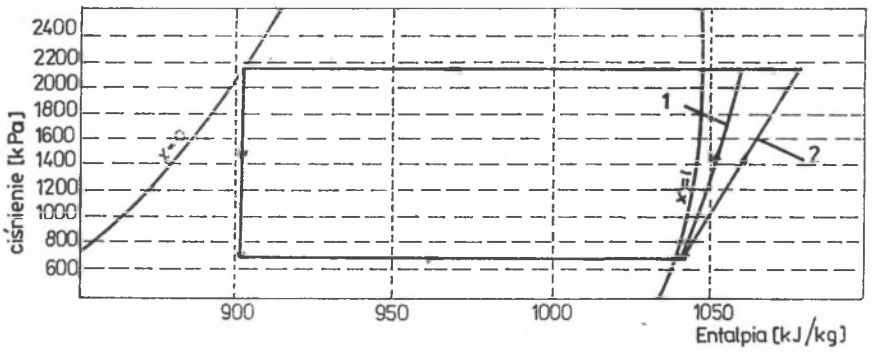
Fig. 3. Cooling efficiency ef,ch and heating efficiency ef,q as a function of warm water demand

Wyniki obliczeń dla innych strumieni pobieranego ciepła zostały przedstawione na wykresach (rys. 2 i 3).

4.2. Porównanie z wynikami obiegu idealnego

Wyniki obliczeń wykonanych dla obiegu rzeczywistego porównano z rezultatami obliczeń obiegu idealnego. Porównanie przeprowadzono przy tych samych wartościach ciśnienia skraplania, ciśnienia parowania, stopnia przegrzania pary oraz sprawności sprężarki. Parametry obiegów podano w tablicy 2.

Obieg rzeczywisty oraz odpowiadający mu obieg idealny przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Porównanie obiegów rzeczywistego - 1 i idealnego - 2

Fig. 4. Comparison of real - 1 and ideal - 2 cycles

Tablica 2

Porównanie parametrów rzeczywistego i idealnego obiegu

Wielkość		obieg rzeczywisty	obieg idelany
ciśnienie w skraplaczu	kPa	2170,5	2170,5
temperatura na dopływie do skraplacza	°C	64,5	83,9
temperatura na wypływie ze skraplacza	°C	52,7	54,9
wydajność grzewcza skraplacza	kW	114,8	114,8
ciśnienie w parowaczu	kPa	715,1	715,1
temperatura na dopływie do parowacza	°C	11,6	11,7
temperatura na wypływie z parowacza	°C	12,6	11,7
wydajność chłodnicza	kW	101,1	91
temperaturta na dopływie do sprężarki	°C	13,7	13,8
moc sprężarki	kW	19,8	23,7
strumień czynnika	kg/s	0,68	0,65

Z porównania podanych wielkości wynika, że różnice między obiegiem rzeczywistym i idealnym występują w wartościach strumieni przepływającego czynnika oraz w wydajności parowacza (wydajności chłodniczej).

5. PODSUMOWANIE

Przedstawiono założenia i schemat działania programu obliczającego parametry pracy pompy ciepła przeznaczonej do podgrzewania wody użytkowej, zbudowanej w oparciu o typowy agregat chłodniczy 6RC77 i typowe wymienniki ciepła jako parowacz i skraplacz. Przedstawiono również przykładowe wyniki obliczeń parametrów pracy układu.

Z podanych w tablicach i na wykresach wartości wynikają następujące wnioski:

- podstawowe parametry układu, takie jak wydajność cieplna i moc sprężarki skokowo zmieniają swoje wartości przy strumieniu wody ogrzewanej ok. 5,9 kg/s; jest to spowodowane włączeniem dodatkowych dwóch cylindrów sprężarki do pracy (2 i 4 cylindry);
- porównanie obiegu rzeczywistego z obiegiem idealnym przy tych samych wartościach ciśnienia parowania i ciśnienia skraplania pozwala stwierdzić, że zasadnicza różnica występuje w przebiegu przemiany sprężania (politropa zamiast adiabaty); pociąga to za sobą zmiany wartości wydajności cieplnej skraplacza, mocy napędowej sprężarki oraz współczynnika wydajności chłodniczej;
- wyniki obliczeń porównano z wynikami obliczeń orientacyjnych przeprowadzonych w CEBEA (4); różnice mieszczą się w granicach błędów metod obliczeniowych.

LITERATURA

[1] Kostowski E.: Przepływ ciepła. Politechnika Śląska, Gliwice 1989.

[2] Kołodziejczyk L., Rubik M.: Technika chłodnicza w klimatyzacji, "Arkady", Warszawa 1972.

[3] Gutowski K.: Chłodnictwo. Wybrane zagadnienia obliczeniowe, WNT, Warszawa 1972.

[4] Grychnik B.: Obliczenia parametrów pracy pompy ciepla 6RC77 dla różnych wydajności cieplnych. Praca dyplomowa magisterska. Politechnika Śląska, Gliwice 1990.

Recenzent: Dr hab. inż. Prof. Pol. Śl. Jan Składzień

Wpłynęło do Redakcji 10.12. 1992r.

DODATEK

PARAMETRY KONSTRUKCYJNE WPROWADZANE DO PROGRAMU OBLICZENIOWEGO (WG CEBEA)

1. Parametry konstrukcyjne sprężarki

średnica cylindra		$D = 0,092$ m
skok tłoka		$s = 0,075$ m
częstość obrotów wału sprężarki		$n = 1480$ 1/min
liczba cylindrów		$z = 6$
przestrzeń szkodliwa względna		$\varepsilon = 0,035$
wskaźnik szczelności		$\lambda_{sz} = 0,81$
wykładnik politropy	dla R12	$m = 1,148$
	dla R22	$m = 1,178$

2. Parametry konstrukcyjne skraplacza

liczba rzędów rur	$m_{rs} = 24$
średnica wewnętrzna płaszcza	$D_{ws} = 0,3888$ m
średnica zewnętrzna rury	$d_{zs} = 0,016$ m
średnica wewnętrzna rury	$d_{ws} = 0,0132$ m
liczba przepływów	$n_p = 2$
liczba rur	$n_s = 112$
średnica zewnętrzna żebra	$D_{zo} = 0,0119$ m
grubość żebra u wierzchołka	$g_z = 0,00035$ m
grubość żebra u podstawy	$g_w = 0,00065$ m
rozstaw żeber	$b_z = 0,016$ m
długość rur	$l = 3,35$ m
współczynnik przewodzenia ciepła materiału rury	$\lambda_{rs} = 109,0$ W/(mK)
opór cieplny na zewnętrznej powierzchni rury	$R_{zs} = 0,00005$ m^2K/W
opór cieplny na wewnętrznej powierzchni rury	$R_{ws} = 0,00010$ m^2K/W

3. Parametry konstrukcyjne parowacza

średnica wewnętrzna płaszcza	$D_{wp} = 0,340$ m
średnica zewnętrzna rury	$d_{zp} = 0,012$ m
średnica wewnętrzna rury	$d_{wp} = 0,009$ m
długość rur	$l_p = 3,30$ m
liczba rur w parowaczu	$n_p = 301$
rozstaw przegród	$l_p = 0,10$ m
liczba przegród	$N_p = 33$

rozstaw rur w pęku	$p_p = 0,017$ m
współczynik przewodzenia ciepła materiału rury	$\lambda_{rp} = 107,7$ W/(mK)
opór cieplny na zewnętrznej powierzchni rury	$R_{zp} = 0,00005$ m^2K/W
opór cieplny na wewnętrznej powierzchni rury	$R_{wp} = 0,00035$ m^2K/W

Abstract

The numerical program and results of calculations of a cycle of a heat pump is presented. The system is composed of typical elements normally used in cooling systems. These elements are: compressor, condenser, evaportor, control valve and intercooler. Calculatiuons are carried according to thermodynamic and heat transfer rules for two cooling agents: freon R12 and R22. The purpose of builiding such a cycle is to heat water for washing and cleaning; the source of heat is industrial water.

Calculations starts with assumed values of heated water demand and its temperature in the inlet and outlet of the condenser. At this point starts the iterative procedure that calculates parameters of both cooling agent in the cycle as well as water in condenser and evaportor. Finally heating and cooling power is determined from energy balance of these heat exchangers. Polytropic process with constant exponent value is assumend in compressor, constant enthalpy process is assumed in the control valve, and evaporation and condensation is assumed in heat exchangers. Heat exchange in the intercooler lowers temperature of liquid agent that improves thermodynamic processes in the valve.

Results of example calculations are presented for the case, when two and four cylinders of the compressor are in operation. Other results are presented in diagrams showing heating power, cooling power as well as compressor power as a function of heat water demand (Fig.1). Constant heat water temperature is assumed. Fig.2. shows relation between cycle efficiency and heat water demand.

Results of calculations are compared with parameters of an ideal cycle calculated for the same pressures of evaporation and condensation and for the same cooling power.

Program makes possible to compare cycle efficiency for different cycle configuration ans for different cooling water parametres.

Data taken for calculations is presented in Appendix.