

Vyacheslav PISAREV¹
Anna CZERNIECKA²

ANALIZA SYSTEMU KLIMATYZACJI DWUPRZEWODOWEJ Z WYKORZYSTANIEM POMPY CIEPŁA

Celem publikacji jest analiza systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z wykorzystaniem pompy ciepła współpracującej z chłodnicą centrali klimatyzacyjnej i nagrzewnicą przewodową. Przedstawiono przykład projektowania systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z wykorzystaniem pompy ciepła oraz dokonano obliczeń niezbędnych w doborze urządzeń pracujących w systemie. Sporządzono obliczenia klimatyzacji dwuprzewodowej dla założonych w projekcie parametrów, dzięki czemu możliwe było określenie mocy chłodniczej i grzewczej potrzebnej do klimatyzacji pomieszczeń w celu zapewnienia komfortu cieplnego. Dla obliczonej mocy chłodniczej dokonano doboru pompy ciepła firmy VATRA, zapewniając źródło chłodu dla chłodnicy centrali klimatyzacyjnej oraz źródło ciepła dla nagrzewnicy powietrza. Ciepło, które powstało podczas eksploatacji pompy ciepła, jest alternatywnym źródłem energii zapewniającym odpowiednie parametry w pomieszczeniach.

Zamieszczony w pracy schemat ilustruje powiązanie systemu klimatyzacji dwuprzewodowej współpracującej z pompą ciepła, gdzie pompa ciepła jest głównym źródłem zasilania chłodnicy w chłód, a nagrzewnica powietrza w ciepło. Parametry powietrza w pomieszczeniach przedstawiono w formie graficznej w postaci wykresu i-x Moliera. Opisano możliwości zagospodarowania nadwyżek ciepła, które powstały podczas eksploatacji pompy ciepła.

Słowa kluczowe: klimatyzacja, pompa ciepła, wykorzystanie pompy ciepła

1. Wprowadzenie

W praktyce projektowania i eksploatacji instalacji obróbki powietrza do wentylacji pomieszczeń są znane różne rozwiązania systemów klimatyzacji dwuprzewodowej. Systemy klimatyzacji dwuprzewodowej charakteryzują się procesami ogrzewania i chłodzenia w centralach klimatyzacyjnych i przewodach

¹ Autor do korespondencji: Vyacheslav Pisarev, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 6, 35-959 Rzeszów, tel. +48 17 8651263, pisarev@prz.edu.pl.

² Anna Czerniecka, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 6, 35-959 Rzeszów, tel. +48 17 8651263.

powietrznych. Interesującym rozwiązaniem jest jej wykorzystanie do wytwarzania ciepła i chłodu przez jedno urządzenie, tj. pompę ciepła. Celem niniejszej pracy jest analiza wstępna systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z wykorzystaniem pompy ciepła. Przedstawiono zasady projektowania systemu klimatyzacji, jak również doboru pompy ciepła. Omówiono również możliwości zagospodarowania nadwyżek ciepła, które powstały podczas eksploatacji pompy ciepła. Instalację klimatyzacji dwuprzewodowej rozpatrywano na przykładzie dwóch pomieszczeń w układzie nawiewno-wywiewnym. Pompa ciepła to urządzenie, które może nie tylko ogrzewać, ale również chłodzić.

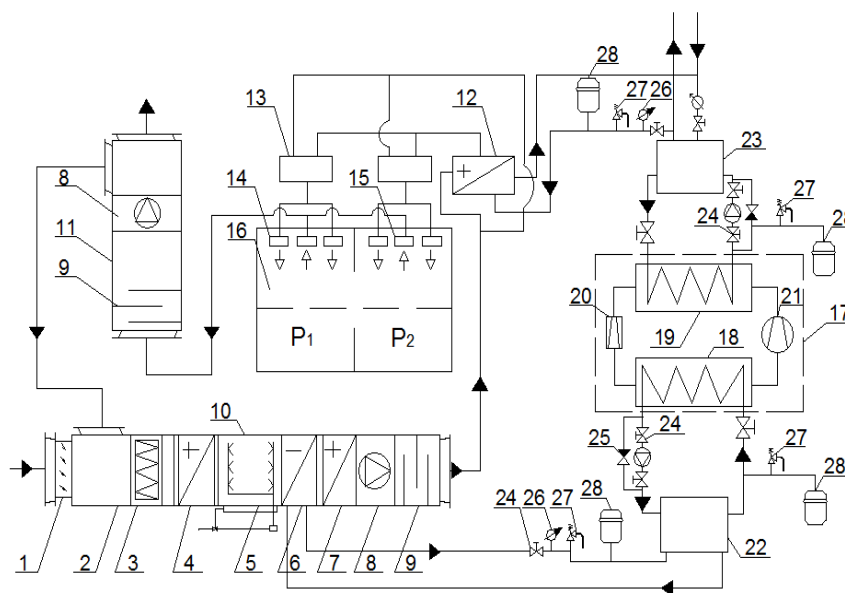
2. System klimatyzacji dwuprzewodowej z pompą ciepła

Pompa ciepła odbiera ciepło z chłodnicy centrali klimatyzacyjnej za pomocą parownika. Ciepło to jest następnie odprowadzane za pomocą skraplacza do systemu grzewczego (nagrzewnicy przewodowej).

Na rysunku 1. przedstawiono schemat systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z pompą ciepła, która współpracuje z nagrzewnicą powietrza (12) i chłodnicą powietrza (6). Powietrze czerpane z zewnątrz (stan ten obrazuje punkt Z na rys. 3.) oraz recyrkulowane (punkt M_1 na rys. 3.) jest doprowadzona do komory mieszania (2) centrali klimatyzacyjnej (10) w ilości ustalonej dla okresu letniego.

Powietrze po zmieszaniu (punkt M_2 na rys. 3.) przechodzi przez filtr (3) oraz nagrzewnicę wstępną (4), gdzie w ziemie zostaje ogrzane do temperatury, która jest potrzebna do realizacji procesu adiabatycznego nawilżania. Następnie powietrze przechodzi do komory zraszania (5), w której w okresie zimowym podlega nawilżaniu. Powietrze jest kierowane do chłodnicy (6), gdzie w lecie jest ochładzane i osuszane (punkt O na rys. 3.) za pomocą pompy ciepła (17). W okresie zimowym powietrze może być ogrzewane, przechodząc przez nagrzewnicę powietrza (7). Dalej powietrze przechodzi przez wentylator (8) oraz tłumik akustyczny (9). Następnie zostaje rozdzielone na dwie części oraz skierowane do pomieszczeń po dwóch przewodach; na jednym z przewodów zainstalowano nagrzewnicę powietrza (12).

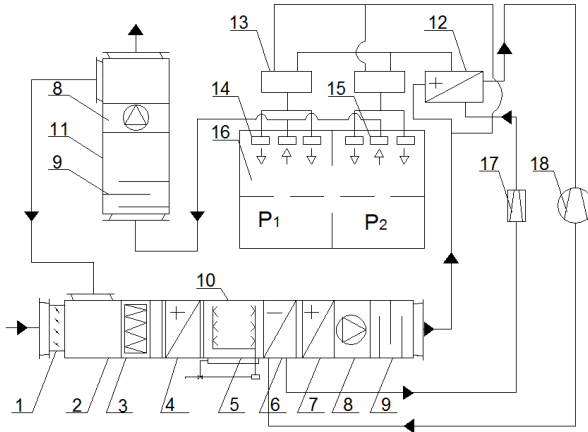
Czynnikiem obiegu dolnego jest woda, która krąży między chłodnicą centrali klimatyzacyjnej (10) a zbiornikiem wody zimnej (22). W parowniku (18) czynnik obiegu dolnego źródła oddaje ciepło czynnikowi robocznemu obiegu wewnętrznego pompy ciepła (17). W skraplaczu (19) ciepło jest oddawane do górnego źródła (nagrzewnica powietrza (12)). Podczas przejścia powietrza przez nagrzewnicę powietrza (12) następuje jego ogrzanie (proces O'K na rys. 3.). W skrzynkach mieszających (13) strumienie powietrza (punkty K i O') mieszają się w proporcji niezbędnej do osiągnięcia odpowiednich wartości temperatury (opisanych punktami N_1 oraz N_2 na rys. 3.).



Rys. 1. Schemat systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z pompą ciepła: 1 – przepustnica wielopłaszczyzowa, 2 – komora mieszania, 3 – filtr, 4 – nagrzewnica wstępna, 5 – komora zraszania, 6 – chłodnica, 7 – nagrzewnica wtórna, 8 – wentylator, 9 – tłumik akustyczny, 10 – centrala nawiewna, 11 – centrala wywiewna, 12 – nagrzewnica powietrza, 13 – skrzynka mieszająca, 14 – nawiew powietrza, 15 – wylot powietrza, 16 – pomieszczenie, 17 – pompa ciepła, 18 – parownik, 19 – skraplacz, 20 – zawór rozprężny, 21 – sprężarka, 22 – zbiornik wody zimnej (wymiennik pośredni), 23 – zbiornik wody ciepłej, 24 – zawór odcinający, 25 – zawór zwrotny, 26 – termomanometr, 27 – zawór bezpieczeństwa, 28 – naczynie zbiorcze

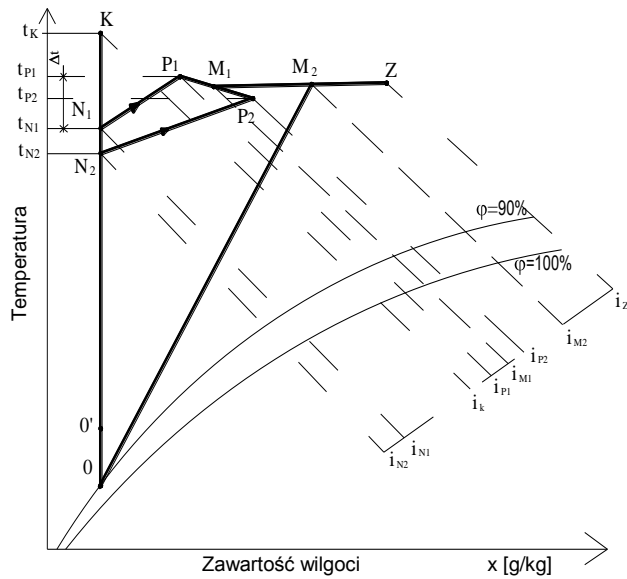
Fig. 1. The scheme of two-pipe air-conditioning system with heat pump: 1 – multi-surface throttle, 2 – mixing chamber, 3 – filter, 4 – preheater battery, 5 – air washer, 6 – cooler, 7 – reheat battery, 8 – cooling fan, 9 – acoustic suppressor, 10 – supply air handling unit, 11 – exhaust air handling unit, 12 – air heater, 13 – mixing box, 14 – air supply, 15 – air exhaust, 16 – accommodation, 17 – heat pump, 18 – evaporator, 19 – condenser, 20 – expansion valve, 21 – compressor, 22 – cold water reservoir (intermediate exchanger), 23 – warm water reservoir, 24 – cut-off valve, 25 – non-return valve, 26 – thermometer, 27 – safety valve, 28 – expansion vessel

W systemach klimatyzacji dwuprzewodowej z wykorzystaniem pompy ciepła możliwe jest zastosowanie powietrznej pompy ciepła. Na rysunku 2. przedstawiono schemat obrazujący połączenie centrali klimatyzacyjnej, w której odbiór ciepła z powietrza następuje w parowniku (chłodnicy) (6). Powietrze zostaje doprowadzone do centrali nawiewnej, gdzie pompa ciepła odbiera ciepło za pomocą parownika, które następnie jest odprowadzane przez skraplacz do systemu grzewczego (nagrzewnica (12)).



Rys. 2. Schemat systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z powietrzną pompą ciepła: 1-16 – jak na rys. 1., 17 – zawór rozprężny, 18 – sprężarka

Fig. 2. The scheme of two-wire air-conditioning system with heat air-pump: 1-16 – as in Fig. 1, 17 – expansion valve, 18 – compressor



Rys. 3. Przebieg zmian stanu powietrza wentylacyjnego na wykresie i-x powietrza wilgotnego w okresie letnim w systemach klimatyzacji dwuprzewodowej z recyrkulacją (rys. 1.)

Fig. 3. The course of changes concerning the state of the ventilation air presented on I-X diagram of humid air in the summer term in the two-wire air-conditioning systems with recirculation (Fig. 1)

3. Projektowanie systemu klimatyzacji z pierwszą recyrkulacją w okresie letnim

Teoretyczne zasady projektowania systemów klimatyzacji

Dane wyjściowe

- a) parametry powietrza zewnętrznego wg normy PN-76/B-03420 [1]:
 - temperatura – t_z [°C],
 - wilgotność względna powietrza – φ_z [%],
 - entalpia właściwa powietrza – i_z [kJ/kg],
 - zawartość wilgoci – x_z [g/kg],
- b) parametry powietrza wewnętrznego wg normy PN-78/B-03421 [2]:
 - temperatura w pomieszczeniach P1, P2 – t_{P1}, t_{P2} [°C],
 - wilgotność względna w pomieszczeniach P1, P2 – $\varphi_{P1}, \varphi_{P2}$ [%],
- c) parametry technologiczne:
 - zyski ciepła całkowitego w pomieszczeniach P1, P2 – Q_{C1}, Q_{C2} [kW] (określane dla danego obiektu),
 - zyski ciepła jawnego w pomieszczeniach P1, P2 – Q_{j1}, Q_{j2} [kW] (określane dla danego obiektu),
 - zyski wilgoci w pomieszczeniach P1, P2 – W_1, W_2 [kg/s] (określane dla danego obiektu),
 - niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego zalecany ze względów higienicznych dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości w pomieszczeniach P1, P2 – G_{Z1}, G_{Z2} [m³/s].

Projektowanie procesów zmiany stanu powietrza dla systemu klimatyzacji rozpoczyna się na wykresie i-x powietrza wilgotnego (rys. 3.) od umiejscowienia punktu odpowiadającego parametrom powietrza zewnętrznego Z (t_z, φ_z). Następnie ustala się parametry powietrza w pomieszczeniach, które są zalecane względami komfortu lub produkcji. Ustalone parametry powietrza w pomieszczeniu nanosi się na wykres i-x powietrza wilgotnego, w wyniku czego otrzymuje się punkty P₁ i P₂ o parametrach (t_{P1}, φ_{P1}) i (t_{P2}, φ_{P2}).

Następnie należy ustalić parametry powietrza nawiewanego. Temperatura tego powietrza zależy od dopuszczalnej różnicy temperatury Δt^* pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu. Różnica temperatury zależy m.in. od umiejscowienia wylotów nawiewnych, przeznaczenia pomieszczenia, wysokości zysków ciepła. Dla systemów „góra-góra” różnica temperatury Δt^* zawiera się w granicach 5-12°C. Należy przy tym pamiętać, że powietrze nawiewane może się dodatkowo ogrzać wskutek przejścia przez wentylator i przewody złożone w pomieszczeniach nieklimatyzowanych, a więc o temperaturze wyższej niż ma powietrze. Przyrost tej temperatury należy obliczyć każdorazowo. W przypadku urządzeń o średniej wielkości orientacyjnie można przyjmować przyrost temperatury $\Delta t'$ w granicach 1,0-1,5°C.

Mając obliczone zyski ciepła całkowitego i wilgoci dla rozpatrywanych pomieszczeń, można określić współczynniki kierunkowe procesów zmiany stanu powietrza dla [3]:

- pomieszczenia P1

$$\varepsilon_1 = Q_{C1}/W_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (1)$$

- pomieszczenia P2

$$\varepsilon_2 = Q_{C2}/W_2 \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$

Odnajdujemy parametry powietrza nawiewanego dla strefy z największym współczynnikiem kierunkowym procesu. Niech $\varepsilon_1 = \varepsilon_{\max}$. Mając obliczone zyski ciepła jawnego Q_j , dla rozpatrywanych pomieszczeń należy ustalić niezbędny strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego G_{01} dla pomieszczenia P1 ($\varepsilon_1 = \varepsilon_{\max}$) [3]:

$$G_{01} = Q_{j1}/(c \cdot \rho \cdot \Delta t^*) \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (3)$$

gdzie: c – pojemność cieplna właściwa powietrza [kJ/(kg · °C)],

ρ – gęstość powietrza [kg/m³].

Powinien być spełniony warunek: $G_{01} \geq G_{z1}$.

Następnie, po uwzględnieniu nie szczelności przewodów przy ich długości do 50 m, do wielkości G_{01} dodajemy 10% G_{01} . Otrzymuje się wówczas uściślony strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego [3]:

$$G_{01}^* = G_{01} + 10\% G_{01} \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (4)$$

Przy długości przewodów L większej niż 50 m współczynnik strat powietrza k_S oblicza się ze wzoru [3]:

$$k_S = 1 + 0,002 \cdot L \quad (5)$$

wtedy strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego:

$$G_{01}^* = G_{01} \cdot k_S \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (6)$$

Rzeczywista różnica temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu P₁ według przekształconego wzoru (3):

$$\Delta t = Q_{j1}/(c \cdot \rho \cdot G_{01}^*) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7)$$

Stąd temperatura nawiewu powietrza do pomieszczenia P1:

$$t_{N1} = t_{P1} - \Delta t \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (8)$$

Temperatura t_{N_1} odpowiada pomieszczeniu z najwyższym współczynnikiem ε (pomieszczenie P1), wówczas punkt N_1 leży na przecięciu linii $\varepsilon_1 = \text{const}$ i $t_{N_1} = \text{const}$. Parametry powietrza wypływającego z chłodnicy (6, rys. 1.) znajdują się na przecięciu linii $x_{N_1} = \text{const}$ i $\varphi = 0,9-0,95$ (punkt O, $x_O = x_{N_1} = x_{N_2}$).

Punkt N_2 (stan powietrza nawiewanego do pomieszczenia P2) leży na przecięciu linii $\varepsilon_2 = \text{const}$ i $x_O = \text{const}$. Punkty N_1 i N_2 oznaczają powietrze nawiewane do pomieszczeń po zmieszaniu dwóch strumieni powietrza zimnego (punkt O') i powietrza gorącego (punkt K).

Następnie oblicza się wydajność powietrza oraz moc nagrzewnicy i chłodnicy. Wydajność powietrza w strefie 1. dla pomieszczenia P1 obliczono ze wzorów (3) i (4), wydajność zaś powietrza w strefie 2. dla pomieszczenia P2:

$$G_{02} = \frac{Q_{j2}}{c \cdot \rho \cdot t_{P2} - t_{N2}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (9)$$

Analogicznie do pomieszczenia 1. określa się uściślony strumień objętościowy powietrza G_{02}^* , z uwzględnieniem nieszczelności przewodów przy ich długości do 50 m:

$$G_{02}^* = G_{02} + 10\% G_{02} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (10)$$

Ogólny strumień powietrza:

$$G_0 = G_{01}^* + G_{02}^* \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (11)$$

Z katalogów producentów należy dobrać centralę klimatyzacyjną z recyrkulacją powietrza z parametrem optymalnym G_{OPT} , która odpowiada wielkości G_0 .

Aby wyznaczyć punkt K, należy obliczyć parametr i_k z bilansu cieplnego [3]:

$$i_k = (G_{01}^* \cdot i_{N1} + G_{02}^* \cdot i_{N2} - 0,5 \cdot G_{OPT} \cdot i_O) / 0,5 \cdot G_{OPT} \quad [\text{kJ}/\text{kg}] \quad (12)$$

gdzie: G_{01}^* – wydajność powietrza w pomieszczeniu P1 [m^3/h],
 i_{N1} – entalpia właściwa powietrza w punkcie N_1 [kJ/kg],
 G_{02}^* – wydajność powietrza w pomieszczeniu P2 [m^3/h],
 i_{N2} – entalpia właściwa powietrza w punkcie N_2 [kJ/kg],
 G_{OPT} – optymalna wydajność systemu klimatyzacji [m^3/h],
 i_O – entalpia właściwa powietrza w punkcie O [kJ/kg].

Przecięcie linii $i_k = \text{const}$ i $x_o = \text{const}$ wyznaczy punkt K.

Punkty N_1 i N_2 charakteryzują mieszaninę powietrza po skrzynce mieszającej (13, rys. 1.), do której wpływają strumienie powietrza z chłodnicy

(6, rys. 1.) (punkt O' na rys. 3.) i powietrza po ogrzaniu w nagrzewnicy (12) (punkt K na rys. 3.). Podgrzanie powietrza odbywa się wzdłuż linii $x_o = \text{const}$.

Strumienie powietrza wywiewane z pomieszczeń P1 i P2 mieszają się ze sobą. W ten sposób powstaje punkt M_1 . W wyniku zmieszania się strumieni powietrza (punkty M_1 i Z) powstaje nowy strumień powietrza (punkt M_2 na rys. 3.) [3]:

$$P_2M_1 = \frac{G_{02}^*}{G_{01}^*} \cdot P_1P_2 \quad (13)$$

$$M_1M_2 = M_1Z \cdot \frac{G_Z}{G_0} \quad (14)$$

gdzie G_Z – niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego, $G_Z = G_{Z1} + G_{Z2}$.

Wartości strumieni powietrza są znane, a odcinki prostych P_1P_2 i M_1Z odmierza się na wykresie i-x powietrza wilgotnego (rys. 3.) w dowolnej jednostce długości [mm] lub [cm]. Odmierzając od punktu P_2 obliczoną długość odcinka P_2M_1 , wyznacza się położenie punktu M_1 , odmierzając zaś od punktu M_1 obliczoną długość odcinka M_1M_2 , położenie punktu M_2 .

Moc cieplna nagrzewnicy powietrza (12, rys. 1):

$$Q_N = 0,5 \cdot G_0 \cdot (i_k - i_o) \cdot \rho \quad [\text{kW}] \quad (15)$$

Moc chłodnicy [3]:

$$Q_{\text{CHL}} = G_0 \cdot (i_{M2} - i_o) \cdot \rho \quad [\text{kW}] \quad (16)$$

gdzie: i_{M2} – entalpia właściwa powietrza w punkcie M_2 na wykresie i-x powietrza wilgotnego [kJ/kg],

i_o – entalpia właściwa powietrza w punkcie O na wykresie i-x powietrza wilgotnego [kJ/kg].

Strumień wilgoci wykroplonej z powietrza wentylacyjnego w chłodnicy (6, rys. 1.) [3]:

$$w = G_0 \cdot (x_{M2} - x_o) \cdot \rho \quad [\text{g/s}] \quad (17)$$

gdzie x_{M2} – zawartość wilgoci powietrza w punkcie Z na wykresie i-x powietrza wilgotnego [g/kg].

4. Przykładowe projektowanie systemu klimatyzacji

Dane wyjściowe: budynek użyteczności publicznej w Rzeszowie, tj. w II strefie klimatycznej w lecie, godzina 15⁰⁰, lipiec

a) parametry powietrza zewnętrznego wg normy PN-76/B-03420 [1]:

- temperatura – $t_z = 30^\circ\text{C}$,
- wilgotność względna powietrza – $\varphi_z = 45\%$,
- entalpia właściwa powietrza – $i_z = 61 \text{ kJ/kg}$,
- zawartość wilgoci – $x_z = 12 \text{ g/kg}$,

b) parametry powietrza wewnętrznego wg normy PN-78/B-03421 [2]:

- temperatura w pomieszczeniach P1 i P2 – $t_{p1} = 24^\circ\text{C}$ i $t_{p2} = 21^\circ\text{C}$,
- wilgotność względna w pomieszczeniach P1 i P2 – $\varphi_{p1} = 50\%$ i $\varphi_{p2} = 60\%$,

c) parametry technologiczne:

- zyski ciepła całkowitego w pomieszczeniach P1 i P2 – $Q_{c1} = 46,716 \text{ kW}$ i $Q_{c2} = 4,84 \text{ kW}$,
- zyski ciepła jawnego w pomieszczeniach P1 i P2 – $Q_{j1} = 26,916 \text{ kW}$ i $Q_{j2} = 2,55 \text{ kW}$,
- zyski wilgoci w pomieszczeniach P1 i P2 – $W_1 = 7,54 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ i $W_2 = 9,02 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$.

Projektowanie procesów zmiany stanu powietrza dla systemu klimatyzacji rozpoczyna się od umiejscowienia punktu odpowiadającego parametrom powietrza zewnętrznego Z (30°C , 45%) na wykresie i-x powietrza wilgotnego (rys. 4.). Nanosząc parametry powietrza w pomieszczeniach na wykres i-x powietrza wilgotnego, otrzymuje się punkt P₁ (24°C , 50%) i punkt P₂ (21°C , 60%).

Przyjmuje się różnicę temperatury Δt^* pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu dla systemu „góra-góra”, $\Delta t^* = 7,5^\circ\text{C}$. Powietrze nawiewane może dodatkowo ogrzać się wskutek przejścia przez wentylator i przewody złożone w pomieszczeniach nieklimatyzowanych.

Współczynniki kierunkowe oblicz się ze wzorów (1) i (2):

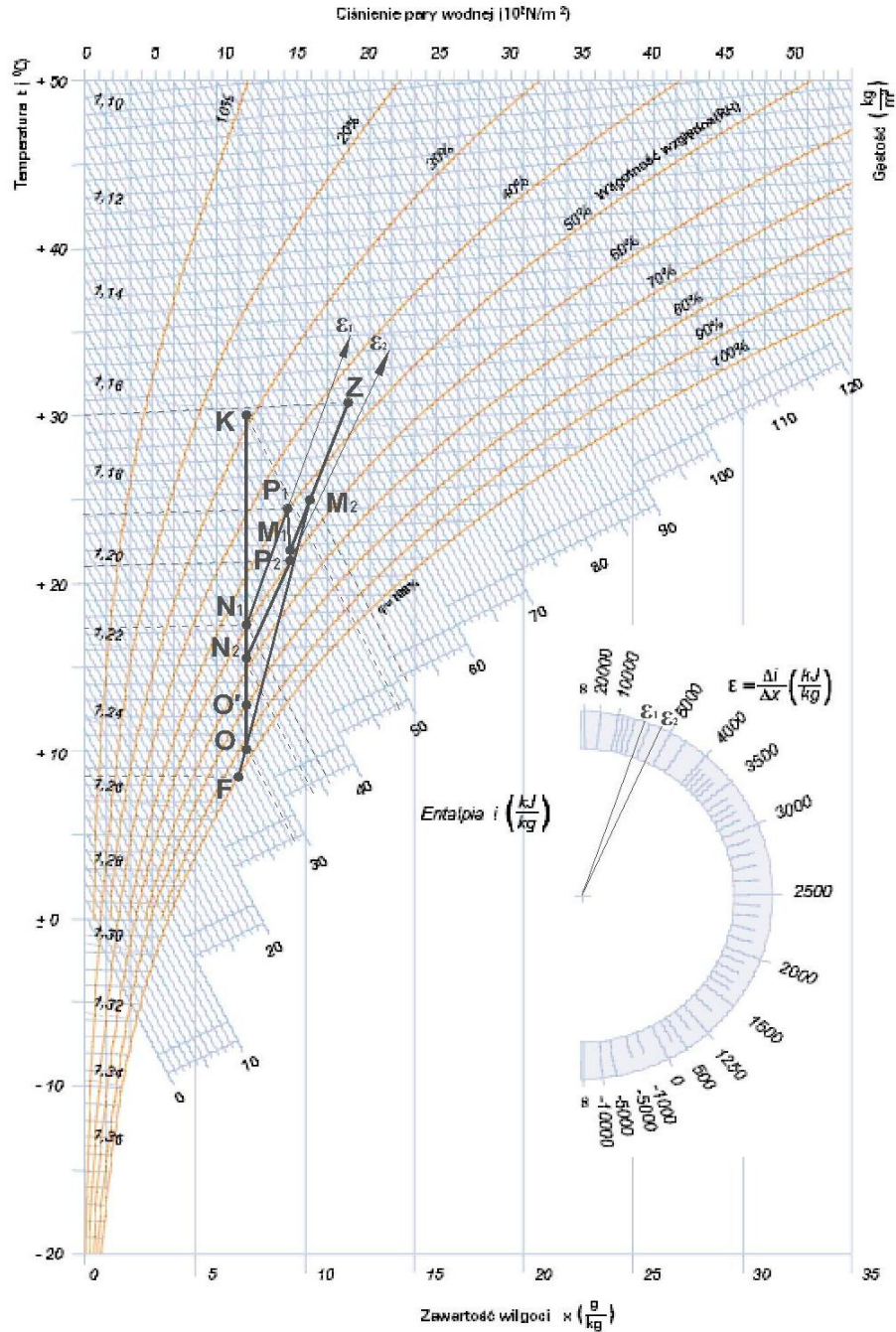
- dla pomieszczenia P1

$$\varepsilon_1 = \frac{46,716}{7,54 \cdot 10^{-3}} = 6195 \text{ [kJ/kg]},$$

- dla pomieszczenia P2:

$$\varepsilon_2 = \frac{4,84}{9,02 \cdot 10^{-4}} = 5365 \text{ kJ/kg},$$

stąd $\varepsilon_1 = \varepsilon_{\max}$.



Rys. 4. Przebieg zmiany stanu powietrza na wykresie i-x powietrza wilgotnego

Fig. 4. The course of changes concerning the state of the air presented on i-x diagram of humid air

Ustalamy niezbędny strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego dla okresu letniego w pomieszczeniu P1, korzystając ze wzoru (3):

$$G_{01} = 26,916 \text{ kW} / [1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot 1,2 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 7,5^\circ\text{C}] = 2,93 \text{ m}^3/\text{s} = 10548 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Uwzględniając nieszczelności przewodów przy ich długości do 50 m, do wielkości G_{01} dodaje się 10% G_{01} (wzór (4)):

$$G_{01}^* = 10548 + 1055 = 11603 \text{ m}^3/\text{h} = 3,22 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Rzeczywistą różnicę temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu P1 oblicza się ze wzoru (7):

$$\Delta t = 26,916 \text{ kW} / [1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot 1,2 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 3,22 \text{ m}^3/\text{s}] = 6,83^\circ\text{C}.$$

Temperaturę nawiewu powietrza do pomieszczenia P1 wyznacza się z zależności (8):

$$t_{N1} = 24 - 6,83 = 17,2^\circ\text{C}.$$

Punkt N_1 leży więc na przecięciu linii $\varepsilon_1 = 6195 \text{ kJ}/\text{kg}$ i linii $t_{N1} = 17,2^\circ\text{C}$.

Strumień powietrza w pomieszczeniu P2 oblicza się ze wzoru (9). Dla pomieszczenia P2 (Δt_2 odczytano z wykresu i-x (rys. 4.), $\Delta t_2 = t_{P2} - t_{N2} = 6^\circ\text{C}$):

$$G_{02} = \frac{Q_{j2}}{c \cdot \rho \cdot \Delta t_2} = \frac{2,55}{1,02 \cdot 1,2 \cdot 6} = 0,35 \text{ m}^3/\text{s} = 1260 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Po uwzględnieniu nieszczelności przewodów przy ich długości do 50 m do wielkości G_{02} dodajemy 10% G_{02} . Ze wzoru (10) oblicza się:

$$G_{02}^* = 1260 + 126 = 1386 \text{ m}^3/\text{h} = 0,39 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Ogólny strumień powietrza wyznacza się z zależności (11):

$$G_0 = 11603 \text{ m}^3/\text{h} + 1386 \text{ m}^3/\text{h} = 12989 \text{ m}^3/\text{h} = 3,61 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Z katalogu firmy VTS Clima [4] dobieramy centralę klimatyzacyjną z parametrem optymalnym G_{OPT} , który odpowiada wielkości G_0 . Dobieramy zestaw NW – 1147A, $G_{OPT} = 12100 \text{ m}^3/\text{h} = 3,36 \text{ m}^3/\text{s}$.

Entalpię właściwą powietrza w punkcie K wyznacza się ze wzoru (12):

$$\begin{aligned} i_k &= \frac{11603 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 36 \text{ kJ}/\text{kg} + 1386 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 33,5 \text{ kJ}/\text{kg} - 0,5 \cdot 12100 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 28,5 \text{ kJ}/\text{kg}}{0,5 \cdot 12100 \text{ m}^3/\text{h}} = \\ &= 48,22 \text{ kJ}/\text{kg}. \end{aligned}$$

Temperatura w punkcie F (punkt przecięcia linii ZM_2 i linii $\varphi = 1,0$) wynosi $8,5^\circ\text{C}$. Kolejno wyznacza się położenie punktu M_1 i M_2 . Z rysunku 4. odczytano $P_1P_2 = 11 \text{ mm}$. Korzystając ze wzoru (13), oblicza się:

$$P_2M_1 = \frac{1386 \text{ m}^3/\text{h}}{11603 \text{ m}^3/\text{h}} \cdot 11 \text{ mm} = 1,31 \text{ mm}.$$

Z rysunku 4. odczytano także $M_1Z = 33 \text{ mm}$. Korzystając ze wzoru (14), oblicza się:

$$M_1M_2 = 33 \text{ mm} \cdot \frac{4000}{12989} = 10,2 \text{ mm},$$

przy czym niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego $G_Z = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$ (z założenia).

Moc cieplną nagrzewnicy powietrza (12, rys. 1.) oblicza się ze wzoru (15):

$$Q_N = 0,5 \cdot 3,61 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (48,22 \text{ kJ/kg} - 28,5 \text{ kJ/kg}) \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 = 42,7 \text{ kW}.$$

Moc chłodnicy (6) (wzór (16)):

$$Q_{\text{chl}} = 3,61 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (51 \text{ kJ/kg} - 28,5 \text{ kJ/kg}) \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 = 97,5 \text{ kW}.$$

Strumień wilgoci wykroplonej z powietrza wentylacyjnego w procesie ZM_2 wyznacza się, przyjmując dane z wykresu i - x powietrza wilgotnego (rys. 4.): $x_{M2} = 10,3 \text{ g/kg}$, $x_O = 7,3 \text{ g/kg}$. Korzystając ze wzoru (17), oblicza się:

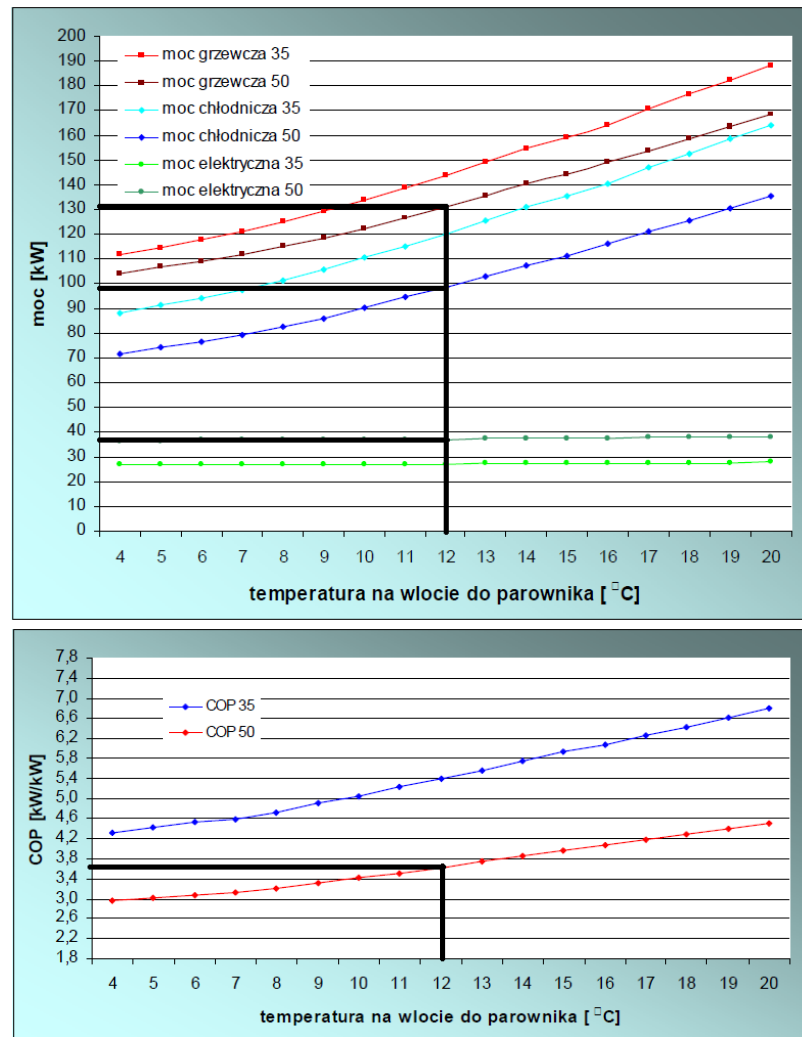
$$w = 3,61 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (10,3 - 7,3) \text{ g/kg} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 = 12,99 \text{ g/s} = 46,76 \text{ kg/h}.$$

5. Dobór pompy ciepła

Pompa ciepła jest urządzeniem, które wymaga dokładnego doboru mocy oraz starannego skojarzenia z innymi elementami instalacji. Podstawowym parametrem jest moc pompy ciepła w danych warunkach jej pracy. W tym przypadku konieczna jest więc znajomość zapotrzebowania obiektu na ciepło (grzanie oraz chłodzenie).

Główne kryterium doboru pompy ciepła stanowi moc pompy, która jest równa mocy chłodniczej: $Q_{\text{PC}} = Q_{\text{CHL}} = 97,5 \text{ kW}$. Dobrano pompę ciepła firmy VATRA typu VATRA GIGA 160 W woda-woda [5] (dane pompy opisano w materiałach firmowych). Rysunek 5. przedstawia wykresy wydajności dobranej pompy ciepła. Na ich podstawie można dokładnie odczytać główne parametry pracy pompy, takie jak: moc grzewcza, moc elektryczna i stopień efektywności pracy pompy w określonym punkcie jej pracy.

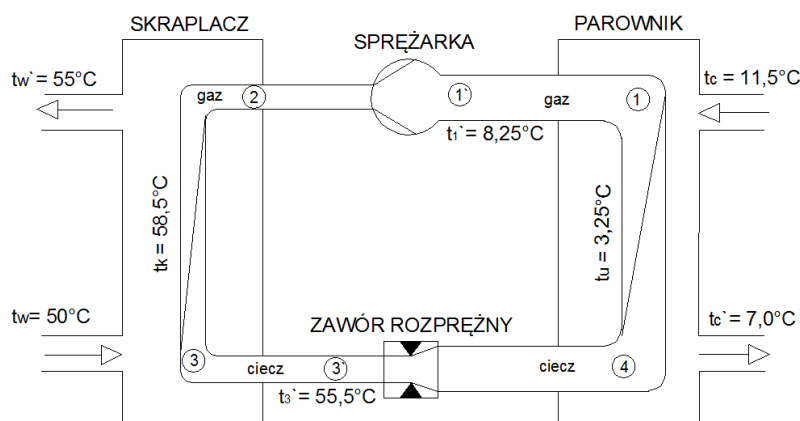
Na podstawie analizy wykresu (rys. 4.) oraz wskazówek metodycznych [6] można określić temperaturę nośnika ciepła na wejściu do parownika pompy ciepła, tj. $11,5^{\circ}\text{C}$, natomiast temperaturę czynnika grzewczego na wejściu do skraplacza pompy ciepła, tj. 50°C .



Rys. 5. Wykres wydajności pompy ciepła firmy VATRA typu VATRA GIGA 160 W

Fig. 5. The diagram presenting the efficiency of VATRA heat pump, type VATRA GIGA 160 W

Parametry pracy pompy typu VATRA GIGA 160 W wyznaczono na wykresie wydajności dobranej pompy ciepła (rys. 5.): moc grzewcza 132 kW, moc chłodnicza 97,5 kW, pobór mocy elektrycznej 37 kW, wskaźnik efektywności COP 3,6, czynnik roboczy R407c. Rozkład temperatury w charakterystycznych punktach pracy pompy ciepła zgodnie z metodą [6] przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Rozkład temperatury w pompie ciepła: t_c – temperatura na wejściu do parownika, t_c' – temperatura na wyjściu z parownika, t_u – temperatura odparowania czynnika chłodniczego, t_1 – temperatura czynnika chłodniczego na ssaniu sprężarki, t_w' – temperatura czynnika grzewczego na wyjściu ze skraplacza, t_w – temperatura wody na wejściu do skraplacza, t_k – temperatura skraplania czynnika chłodniczego, t_3' – temperatura przechłodzenia czynnika chłodniczego w stanie cieczy przed zaworem rozprężnym

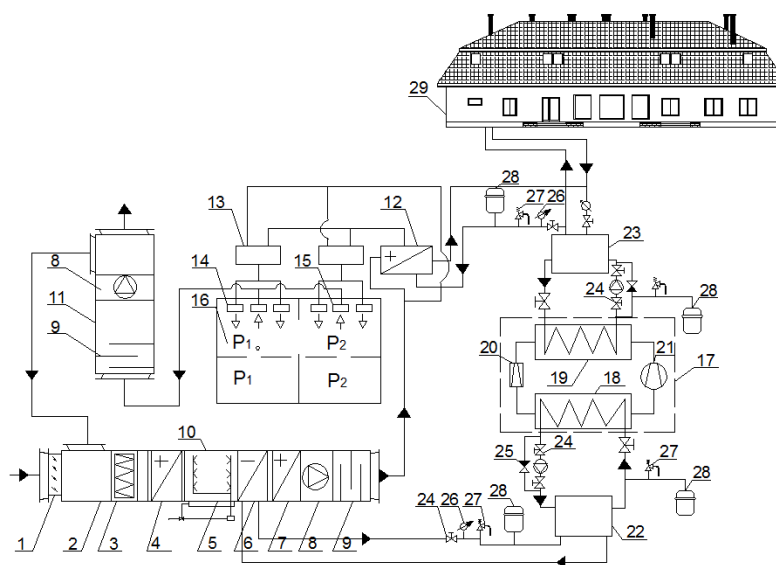
Fig. 6. The temperature distribution in heat pum: t_c – the temperature on the inlet of the evaporator, t_c' – the temperature on the outlet of evaporator, t_u – the temperature of the evaporation of refrigerant, t_1 – the temperature of the refrigerant on the suction of the compressor, t_w' – the temperature of heating medium on the outlet of evaporator, t_w – the temperature of water on the inlet of evaporator, t_k – the temperature of the condensation of the refrigerant, t_3' – the temperature of overcooling of the refrigerant in the liquid state before the expansion valve

Aby zapewnić odpowiedni przepływ wody przez pompę ciepła oraz instalację, zaleca się stosowanie zbiornika buforowego (zbiornika wody ciepłej (23, rys. 1.)) pełniącego rolę akumulatora. Kierując się doбором zbiornika buforowego, jako zasadę należy przyjąć 20-30 l na 1 kW mocy cieplnej pompy ciepła. Według wskazań firmy SOLIS, na podstawie której dokonano doboru pompy [7], pojemność zasobnika $V_{zas} = 1950 \text{ dm}^3$. Dobrano zasobnik wody firmy Ecolich typu PS2R [8] o pojemności 2000 l.

6. Zagospodarowanie nadwyżek ciepła

Pompa ciepła została dobrana ze względu na moc chłodniczą, a powstałe nadwyżki ciepła muszą być zagospodarowane. Moc grzewcza pompy ciepła firmy VATRA typu VATRA GIGA 160 W, odczytana z wykresu na rys. 5., wynosi 132 kW. Dobrana pompa ciepła posiada większą moc grzewczą niż jest to konieczne do celów klimatyzacji, gdzie zapotrzebowanie wynosi 42,7 kW. Nadwyżka ciepła powstała w ilości 89,3 kW musi zostać zagospodarowana. Dalej opracowano warianty przekazania ciepła m.in. na cele ciepłej wody użytkowej w budynkach użyteczności publicznej czy też w obiektach basenów kąpielowych. Opracowano również wariant likwidacji nadwyżki ciepła w wieżach chłodniczych. Oczywiście należy pamiętać, że stosowanie odzysku ciepła skraplania należy traktować jako dodatkowe (alternatywne), lecz nie podstawowe źródło grzania, gdyż odzysk ciepła będzie możliwy tak długo, aż będzie występowało zapotrzebowanie na moc chłodniczą systemu klimatyzacji.

W wariantcie pierwszym, który przedstawia schemat na rys. 7., zaproponowano zagospodarowanie ciepła na cele ciepłej wody użytkowej w budynku użyteczności publicznej. Nadwyżka ciepła, czyli 89,3 kW, może ogrzać wodę zgod-

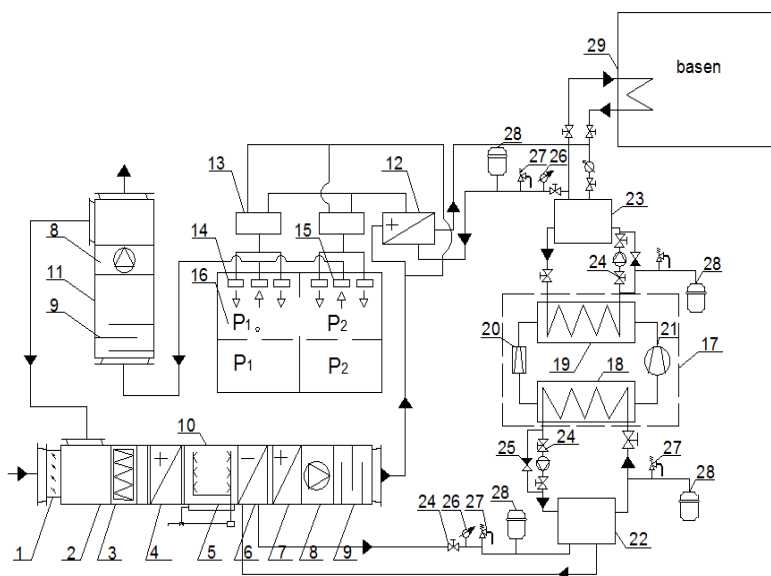


Rys. 7. Schemat systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z pompą ciepła i przykładem zagospodarowania ciepła na cele ciepłej wody użytkowej dla budynku: oznaczenia 1-28 – jak na rys. 1., 29 – budynek użyteczności publicznej

Fig. 7. The scheme of two-wire air-conditioning system with heat pump and with the example of heat management to obtain the domestic hot water for the building: designations 1-28 – as in Fig. 1, 29 – public utility building

nie z metodą [8] w ilości $1,93 \text{ m}^3/\text{h}$. Taka ilość ogrzanej wody może zaopatrzyć ok. 800 osób w ciepłą wodę użytkową. Może to być zatem budynek użyteczności publicznej, taki jak centrum handlowe, sklepy, kino, szkoła, przychodnia czy też biurowiec.

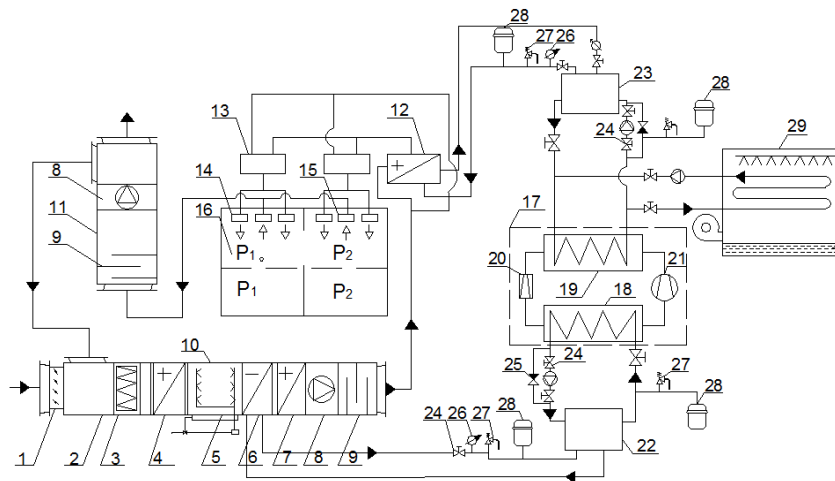
W wariancie drugim opracowano schemat wykorzystania powstałego nadmiaru mocy cieplnej do podgrzewania wody w obiektach basenów kąpielowych (rys. 8.). W lecie odbiornikiem wytworzonego w instalacji ciepła są baseny kąpielowe otwarte. Duża masa wody znajdująca się w basenie wymaga stałego dostarczania ciepła, aby utrzymać jej wymaganą temperaturę. Temperatura wody w basenie kąpielowym powinna wynosić $24\text{-}30^\circ\text{C}$. Baseny otwarte tracą ciepło głównie przez konwekcję, parowanie, promieniowanie oraz przewodzenie przez obudowę basenu. Suma tych strat ciepła zależy głównie od temperatury wody i powietrza, ciśnienia, siły wiatru i wilgotności powietrza [9]. O wielkości zapotrzebowania na ciepło w basenach otwartych decyduje głównie wielkość powierzchni basenu (jego objętość), zakładany czas użytkowania, warunki pogodowe, wymagana temperatura wody w basenie oraz różnica temperatury między wodą ogrzewaną a ogrzaną. Im basen jest większy, tym większe są koszty



Rys. 8. Schemat systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z pompą ciepła i przykładem zagospodarowania ciepła na cele ciepłej wody użytkowej dla budynku: oznaczenia 1-28 – jak na rys. 1., 29 – basen kąpielowy

Fig. 8. The scheme of the two-wire air-conditioning system with heat pump and with the example of heat management to obtain domestic hot water for the building: designations 1-28 – as in Fig. 1, 29 – swimming pool

jego ogrzewania. Dlatego też wykorzystanie ciepła powstającego podczas eksploatacji pompy ciepła jest ze względów ekonomicznych opłacalnym rozwiązaniem.



Rys. 9. Schemat systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z pompą ciepła i przykładem zagospodarowania ciepła na cele ciepłej wody użytkowej dla budynku: oznaczenia 1-28 – jak na rys. 1., 29 – wieża chłodnicza

Fig. 9. The scheme of two-wire air-conditioning system with heat pump and with the example of heat management to obtain domestic hot water for the building: designations 1-28 – as in Fig. 1, 29 – cooling tower

Okres użytkowania basenu otwartego w Polsce wynosi średnio 120 dni w ciągu roku. Przez wykorzystanie nadmiaru mocy cieplnej powstałej podczas pracy pompy ciepła, możliwe jest wydłużenie tego okresu nawet do 6 miesięcy [10]. Ilość wody możliwa do ogrzania w basenie kąpielowym $V = 3,85 \text{ m}^3/\text{h}$.

W wariantcie trzecim opisano przekazanie nadmiaru mocy cieplnej powstałej w skraplaczu pompy ciepła do wieży chłodniczej w celu odprowadzania ciepła do środowiska (rys. 9.). Dobrano wieżę chłodniczą suchą, dry-cooler chłodzoną powietrzem typu EVEC 1180.4-90% produkcji „Refrion XCHANGE coolers division” [11]. Wydajność wieży wynosi $Q = 90 \text{ kW}$, a przepływ powietrza $19600 \text{ m}^3/\text{h}$.

7. Wnioski

Przedstawiono przykład projektowania systemu klimatyzacji dwuprzewodowej z wykorzystaniem pompy ciepła oraz dokonano obliczeń niezbędnych do doboru urządzeń pracujących w systemie. Sporządzono obliczenia klimatyzacji dwuprzewodowej dla założonych w projekcie parametrów, dzięki czemu możli-

we było określenie mocy chłodniczej i grzewczej potrzebnej do klimatyzacji pomieszczeń w celu zapewnienia komfortu cieplnego. Dla obliczonej mocy chłodniczej dokonano doboru pompy ciepła firmy VATRA, zapewniającej źródło chłodu dla chłodnicy centrali klimatyzacyjnej oraz źródło ciepła dla nagrzewnicy powietrza. Ciepło, które powstało podczas eksploatacji pompy ciepła, jest alternatywnym źródłem energii zapewniającym odpowiednie parametry w pomieszczeniach.

Zamieszczony w pracy schemat ilustruje powiązanie systemu klimatyzacji dwuprzewodowej współpracującej z pompą ciepła, gdzie pompa ciepła jest głównym źródłem zasilania chłodnicy w chłód, a nagrzewnica powietrza w ciepło. Parametry powietrza w pomieszczeniach przedstawiono w formie graficznej w postaci wykresu i-x Moliera. Opisano możliwości zagospodarowania nadwyżek ciepła, które powstały podczas eksploatacji pompy ciepła.

Literatura

1. PN-76/B-03420: Wentylacja i klimatyzacja, parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego.
2. PN-78/B-03421: Wentylacja i klimatyzacja, parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego.
3. Pisarev V.: Projektowanie systemów klimatyzacji jednoprzewodowej scentralizowanej. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2009.
4. Katalog central klimatyzacyjnych VTS Clima DTR-CVA-ver.2 (03.2005).
5. <http://www.vatra.pl/>.
6. Adamczyk M., Sałaciński B., Pisarev V.: Temperaturowy zakres pracy chłodziarki sprężarkowej. Prace Kół Naukowych Politechniki Rzeszowskiej w roku akademickim 2005/2006. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.
7. http://www.solis.pl/index.php/projektowanie_instalacji/instalacjeodbioru/dobor_zbiornika_buforowego.
8. <http://www.ekolech.pl/2010/06/d-hot-ps2r/>.
9. Danielewicz J., Golecki K.: Poradnik projektanta systemów grzewczych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2010.
10. Dudek G., Wilk J.: Basen na całe lato. Ładny Dom, 6, 2005.
11. Katalog wież chłodniczych firmy Refion XCHANGE, www.climaveneta.pl.

THE DESIGNING OF TWO-WIRE AIR-CONDITIONING SYSTEMS WITH USING A HEAT PUMP

Summary

The publication presents the example of designing the two-wire air-conditioning system with the use of heat pump. What is more, there are calculations presented, which are indispensable when it comes to the selection of devices working in the system. Two-wire air-conditioning calculations have been made for the parameters established in the project. Thanks to that fact, it was

possible to determine cooling and heating power needed for the air-conditioning of the accommodations in order to provide thermal comfort. For the calculated cooling power, VATRA heat pump has been selected. It provides the source of coolness for the cooler of air-handling unit and on the other hand the source of heat for the air-heater. Heat, which was generated during the operating of the heat pump is an alternative source of energy, which guarantees suitable parameters in accommodations.

The scheme enclosed in the work, illustrates the connection between two-wire air-conditioning system using heat pump, where the pump is the main source of coolness for the cooler and the air -heater which is the main source of heat. The air parameters in rooms were shown in graphic form by means of i-x Molier's diagram. Additionally there were several proposals presented on how to manage the heat excesses, which occurred during the operating of the heat pump.

Keywords: air conditioning, heat pump, utilization

DOI: 10.7862/rb.2013.8

Przesłano do redakcji w październiku 2012 r.

Przyjęto do druku w czerwcu 2013 r.