

Vyacheslav PISAREV  
Agnieszka HABA  
Politechnika Rzeszowska

## ANALIZA SYSTEMU KLIMATYZACJI DLA KRYTYCH PŁYWAŁNI Z WYKORZYSTANIEM POMPY CIEPŁA DO OSUSZANIA POWIETRZA OBIEGOWEGO I WYMIENNIKA KRZYŻOWEGO

Celem publikacji jest opracowanie metody projektowania parametrów powietrza w systemie klimatyzacji z wykorzystaniem pompy ciepła do osuszania powietrza obiegowego i wymiennika krzyżowego.

**Słowa kluczowe:** klimatyzacja, kryta pływalnia, powietrze recyrkulowane, pompa ciepła, osuszanie, krzyżowy wymiennik ciepła

### 1. Wprowadzenie

Przeprowadzono analizę systemu osuszania powietrza recyrkulowanego z wykorzystaniem sprężarkowej pompy ciepła oraz wymiennika krzyżowo-płytowego dla hali krytej pływalni do odzysku ciepła [1]. W rozwiązaniu tym przy obciążeniach szczytowych (rozważając odparowanie wilgoci) zwiększa się ilość powietrza zewnętrznego do koniecznego minimum. Powietrze zewnętrzne po zmieszaniu się z powietrzem recyrkulowanym ogrzewa się, przepływając kolejno przez wymiennik krzyżowo-płytowy, skraplacz pompy ciepła, dodatkową nagrzewnicę, po czym trafia do pomieszczenia.

Przykładowo w hali krytej pływalni w okresie niekapielowym przy mniejszym zapotrzebowaniu na osuszanie powietrza urządzenie pracuje w trybie oszczędzania. Centrala funkcjonuje wówczas w układzie zamkniętym, osuszając powietrze obiegowe. Powietrze przepływa przez wymiennik krzyżowo-płytowy, następnie przez chłodnicę pompy ciepła, na powierzchni której wykrapla się wilgoć [1]. Schłodzone powietrze, przy odpowiednim ustawieniu przepustnicy, zawraca w bloku recyrkulacji, a następnie nagrzewa się do wymaganej temperatury, przepływając przez wymiennik krzyżowo-płytowy, skraplacz pompy ciepła i dodatkową nagrzewnicę powietrza (rys. 1.).

W okresie zimowym, przy niskich wartościach temperatury i pewnym udziale powietrza zewnętrznego, wymiennik krzyżowo-płytowy może w wystar-

czającym stopniu osuszać powietrze obiegowe (tzn. powietrze wywiewane, którego część zostaje usunięta), bez konieczności włączania pompy ciepła [1]. Przy wyższych wartościach temperatury w okresie zimowym i przejściowym do osuszania powietrza recyrkulacyjnego wykorzystuje się również pompę ciepła we współpracy z wymiennikiem krzyżowo-płytowym [1].

Celem niniejszej pracy było określenie metody projektowania procesu przebiegu zmian stanu powietrza w systemie klimatyzacji z osuszaniem powietrza obiegowego, wykorzystując pompę ciepła i wymiennik krzyżowy ciepła. Na rysunku 2. został przedstawiony schemat takiego systemu wraz z pompą ciepła pracującą w cyklu woda–woda.

## 2. Zasady teoretyczne projektowania systemu klimatyzacji

Dane wyjściowe

1) parametry powietrza zewnętrznego według normy PN-76/B-03420 [2]:

- temperatura –  $t_z$  [°C],
- wilgotność względna powietrza –  $\varphi_z$  [%],
- entalpia właściwa powietrza –  $i_z$  [kJ/kg],
- zawartość wilgoci –  $x_z$  [g/kg],

2) parametry powietrza wewnętrznego:

- temperatura w pomieszczeniu –  $t_p$  [°C],
- wilgotność względna powietrza –  $\varphi_p$  [%],

3) parametry technologiczne:

- zyski ciepła całkowitego –  $Q_C$  [kW] (określane dla danego obiektu),
- zyski ciepła jawnego –  $Q_J$  [kW] (określane dla danego obiektu),
- zyski wilgoci –  $W$  [kg/s] (określane dla danego obiektu),
- niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości –  $G_Z$  [m<sup>3</sup>/s].

Budowanie przebiegu zmian stanu powietrza klimatyzacyjnego na wykresie  $i$ - $x$  powietrza wilgotnego rozpoczyna się od umiejscowienia punktu odpowiadającego parametrom powietrza zewnętrznego  $Z$  ( $t_z$ ,  $\varphi_z$ ) (rys. 3.) (według PN-64/B-03420). Następnie ustala się parametry powietrza w pomieszczeniu, które mogą być podyktowane względami komfortu lub produkcji. Ustalone parametry powietrza w pomieszczeniu nanosi się na wykres  $i$ - $x$  powietrza wilgotnego, otrzymując punkt  $P$  o parametrach ( $t_p$ ,  $\varphi_p$ ). W kolejnym kroku należy ustalić parametry powietrza nawiewanego. Temperatura tego powietrza może zależeć od dopuszczalnej różnicy wartości temperatury  $\Delta t^*$  pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu. Wartość tej różnicy temperatury zależy od miejsca usytuowania wylotów nawiewnych, przeznaczenia pomieszczenia, wysokości zysków ciepła itp. Stąd temperatura nawiewu  $t_N$  wynosi:

$$t_N = t_P - \Delta t \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1)$$

W kolejnym kroku należy ustalić współczynnik kierunkowy przemiany stanu powietrza wilgotnego, który można wyznaczyć ze wzoru:

$$\varepsilon = Q_c / W \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$

Stan powietrza nawiewanego (punkt  $N$ ) będzie zatem zależny od współczynnika kierunkowego  $\varepsilon$  przechodzącego przez punkt  $P$  i linii temperatury  $t_N = \text{const.}$

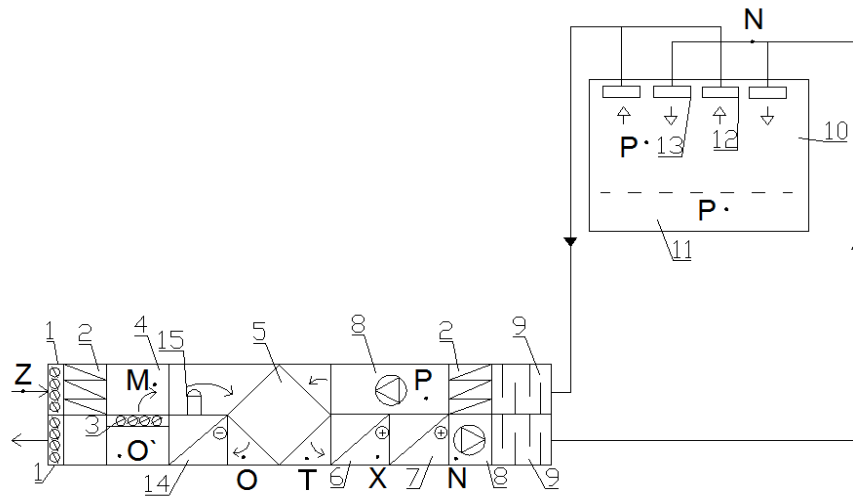
Odczytując z wykresu wielkość entalpii właściwej powietrza w tak wyznaczonym punkcie  $N$  ( $i_N$ ), można określić strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego:

$$G = \Delta Q_C / (\rho \cdot (i_P - i_N)) \quad (3)$$

gdzie  $\rho$  – gęstość powietrza,  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ .

Następnie należy określić stan powietrza wywiewanego po wymienniku krzyżowo-pływowym (stan określony punktem  $O$ ) i pompie ciepła (stan określony punktem  $O'$ ).

W kolejnym kroku wyznacza się punkty  $O'$  i  $M$  określające stan powietrza odpowiednio po parowniku pompy ciepła (14, rys. 1.) i po zmieszaniu powietrza wywiewanego z zewnętrznym. Położenie tych punktów wyznacza się geometrycznie.



Rys. 1. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla hali krytej pływalni

Na rysunku 1. przyjęto następujące oznaczenia: 1 – przepustnica powietrza zewnętrznego, 2 – filtr powietrza, 3 – przepustnica powietrza obiegowego, 4 – komora mieszania, 5 – wymiennik krzyżowo-płytowy do odzysku ciepła, 6 – skraplacz pompy ciepła, 7 – druga nagrzewnica powietrza, 8 – wentylator, 9 – tłumik akustyczny, 10 – hala krytej pływalni, 11 – strefa przebywania ludzi, 12 – wylot powietrza, 13 – nawiew powietrza, 14 – parownik pompy ciepła, 15 – sprężarka pompy ciepła.

Z równania bilansu po wilgoci oblicza się zawartość wilgoci w punkcie  $O'$  ( $x_{O'}$ ):

$$G_Z \cdot x_Z + G_{REC} \cdot x_{O'} = G \cdot x_M \quad (4)$$

gdzie:  $x_M$  – zawartość wilgoci w punkcie  $M$ ,  $x_M = x_N$  [g/kg],

$G_{REC}$  – strumień objętościowy powietrza recyrkulowanego [ $m^3/h$ ],

$$G_{REC} = G - G_Z \quad (5)$$

Stąd

$$x_{O'} = (G \cdot x_M - G_Z \cdot x_Z) / G_{REC} \quad (6)$$

Długość odcinka  $ZM$  i  $MO'$  należy dobrać tak, aby był spełniony warunek:

$$G_{REC} / G_Z = ZM / MO' \quad (7)$$

Należy jednak pamiętać, że punkty  $M$  i  $O'$  zostały ściśle określone przez parametry zawartości wilgoci w powietrzu, a mianowicie odpowiednio linii  $x_{O'}$  (wzór (5)) oraz  $x_M$  ( $x_M = x_N$ ). Za pomocą prostej łączy się punkty  $Z$  i  $O'$ . Na prostej  $ZO'$  leży punkt  $M$ . Wykonując ruch wzdłuż linii  $\varphi = 90\%$  do linii zawartości wilgoci  $x_P = \text{const}$ , wyznacza się punkt  $O$  (założenie [3]).

Następnie należy sporządzić obliczenia dotyczące wymiennika krzyżowego zgodnie z danymi zawartymi w katalogach producentów (obliczenia te wykonano w przykładzie). W tym celu należy określić temperaturę powietrza po wymienniku krzyżowym (temperatura  $t_T$ , stan powietrza punkt  $T$ ):

$$t_T = \eta \cdot (t_P - t_{O'}) + t_M \quad (8)$$

gdzie:  $\eta$  – sprawność odzysku ciepła w krzyżowym wymienniku ciepła [%],

$t_{O'}$  – temperatura w punkcie  $O'$  odczytana z rys. 3.

Wyznacza się moc chłodniczą pompy ciepła:

$$Q_p = G \cdot \rho \cdot (i_O - i_{O'}) \quad (9)$$

gdzie  $i_{O'}$ ,  $i_O$  – entalpia właściwa powietrza odpowiednio w punktach  $O'$  i  $O$  odczytana z rys. 3. [kJ/kg].

Należy przy tym pamiętać, że stan powietrza w punkcie  $O$  jest zależny od konstrukcji i charakterystyki krzyżowo-płytowego wymiennika ciepła oraz warunków eksploatacji. W publikacji jest on określony warunkowo na przecięciu linii  $x_p = \text{const}$  i  $\varphi = 90\%$ . W katalogach producentów krzyżowo-płytowych wymienników ciepła nie zawsze można odszukać danych o współczynnikach sprawności odzysku ciepła, a zwłaszcza informacji, czy jest to temperaturowy czy entalpijny współczynnik sprawności odzysku ciepła. Aby prawidłowo określić stan powietrza w punkcie  $O$  (tj. czy następuje odbiór ciepła z wykropleniem wilgoci), trzeba dokładnie poznać charakterystyki krzyżowo-płytowego wymiennika ciepła. Z katalogu producenta należy dobrać pompę ciepła na moc chłodniczą, a następnie odczytać moc cieplną pompy ciepła  $Q_{SKR}$ .

Ze względu na duże zapotrzebowanie na moc w tego typu obiektach zastosowano pompę ciepła pracującą w cyklu woda–woda, która jest w stanie zapewnić zapotrzebowanie na ciepło czy chłód. Na rysunku 2. przedstawiono schemat pracy pompy ciepła w systemie klimatyzacji pracującej w okresie zimowym z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła i z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla hali krytej pływalni.

Do określenia parametru powietrza po pierwszej nagrzewnicy (6, rys. 1.) – skraplaczu pompy ciepła korzysta się z zależności:

$$Q_{SKR} = \rho \cdot c \cdot G \cdot (t_X - t_T) \quad (10)$$

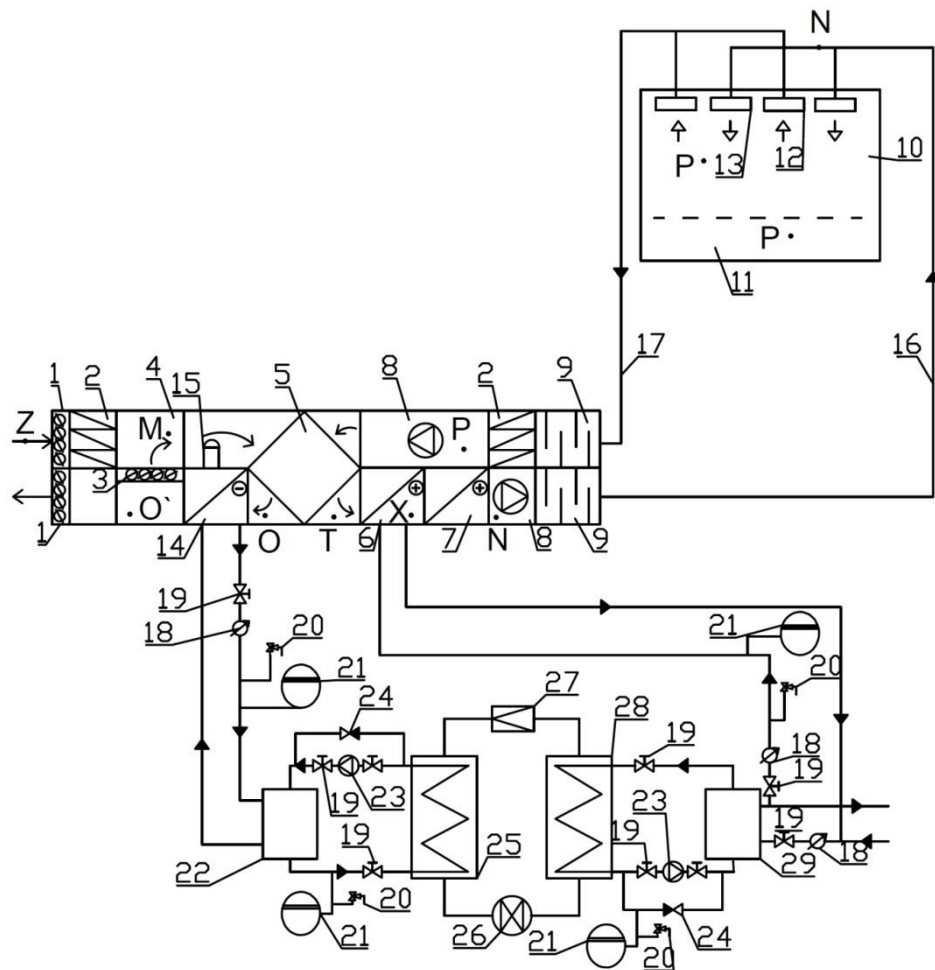
gdzie  $t_X$  – temperatura w punkcie  $X$  [°C]. Następnie wyznacza się temperaturę w punkcie  $X$  ( $t_X$ ):

$$t_X = [Q_{SKR} / (\rho \cdot c \cdot G)] + t_T \quad (11)$$

gdzie  $c$  – ciepło właściwe powietrza,  $c_p = 1,02$  kJ/(kg · °C). Temperatura ta pokaże, jaką moc musi mieć druga nagrzewnica (7, rys. 1.), aby dogrzać powietrze do wymaganej temperatury nawiewu. Moc omawianej nagrzewnicy określa się za pomocą wzoru:

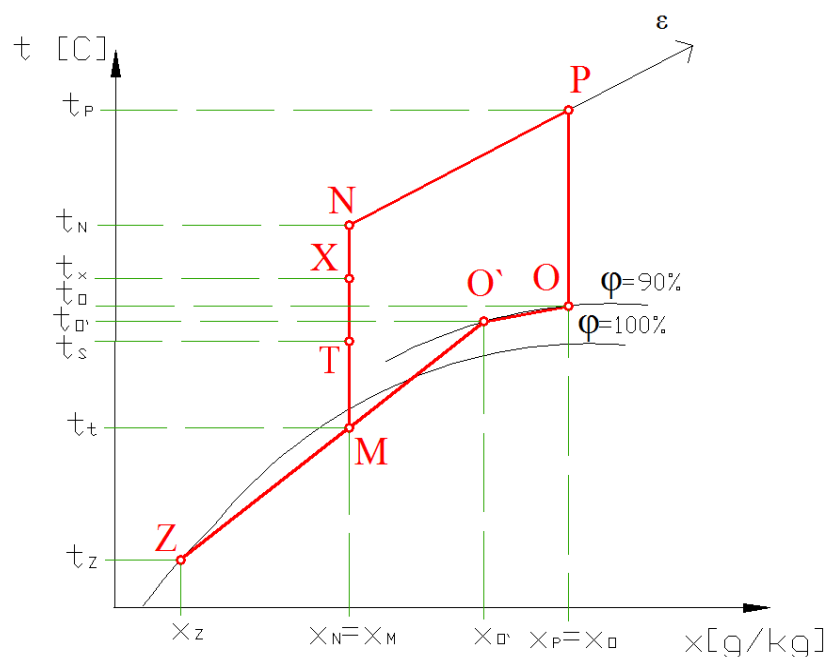
$$Q_N = \rho \cdot c \cdot G \cdot (t_N - t_X) \quad (12)$$

Wyznaczenie obiegu rzeczywistego zmian stanu powietrza w instalacji jest możliwe tylko na początku eksploatacji systemu klimatyzacji.



Rys. 2. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla hali krytej pływalni wraz ze schematem pompy ciepła pracującej w systemie woda–woda

Na rysunku 2. przyjęto następujące oznaczenia: 1-15 – jak na rys. 1., 16 – przewód zasilający, 17 – przewód powrotny, 18 – termomanometr, 19 – zawór odcinający, 20 – zawór bezpieczeństwa, 21 – naczynie wzbiornicze, 22 – zbiornik wody zimnej, 23 – pompa obiegowa, 24 – zawór zwrotny, 25 – parownik, 26 – zawór rozprężny, 27 – sprężarka, 28 – skraplacz, 29 – zbiornik wody gorącej.



Rys. 3. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie  $i-x$  powietrza wilgotnego dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza obiegowego za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym

### 3. Przykład obliczeniowy

Dane wyjściowe: hala krytej pływalni

- 1) parametry powietrza zewnętrznego wg normy PN-76/B-03420 [2]:
  - temperatura –  $t_z = -20^\circ\text{C}$ ,
  - wilgotność względna powietrza –  $\varphi_z = 100\%$ ,
- 2) parametry powietrza wewnętrznego:
  - temperatura w pomieszczeniu –  $t_p = 30^\circ\text{C}$ ,
  - wilgotność względna –  $\varphi_p = 60\%$ ,
- 3) parametry technologiczne:
  - zyski ciepła całkowitego (oświetlenie itp.) –  $Q_c = 43,7 \text{ kW}$ ,
  - zyski wilgoci –  $W = 62,1 \text{ kg/h} = 0,0173 \text{ kg/s} = 62100 \text{ g/h}$ ,
  - niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości  $G_z = 2400 \text{ m}^3/\text{h} = 0,67 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Budowanie wykresu przebiegu zmian stanu powietrza wentylacyjnego  $i$ - $x$  powietrza wilgotnego rozpoczyna się od naniesienia punktu odpowiadającego parametrom powietrza zewnętrznego  $Z$  ( $-20^{\circ}\text{C}$ , 100%) oraz powietrza w hali krytej pływalni  $P$  ( $30^{\circ}\text{C}$ , 60%). Temperaturę nawiewu można określić ze wzoru (1), przy założeniu różnicy temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu  $\Delta t = 0,5^{\circ}\text{C}$ :

$$t_N = 30^{\circ}\text{C} - 0,5^{\circ}\text{C} = 29,5^{\circ}\text{C}.$$

Korzystając ze wzoru (2), oblicza się współczynnik kierunkowy  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = 43,7 \text{ kW} / 0,01725 \text{ kg/s} = 2533 \text{ kJ/kg}.$$

W ten sposób na przecięciu linii  $\varepsilon$  oraz izotermy  $t_N$  otrzymuje się punkt  $N$ . Z wykresu  $i$ - $x$  powietrza wilgotnego z rys. 4. odczytuje się wartość entalpii  $i_N = 56 \text{ kJ/kg}$ . Na podstawie tego wyznacza się strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego  $G$  (wzór (3)):

$$G = 43,7 \text{ kW} / (1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (72 \text{ kJ/kg} - 56 \text{ kJ/kg})) = 2,27 \text{ m}^3/\text{s} = 8193,8 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Przyjmuje się, że punkt  $O$  leży na przedłużeniu prostej  $x_P$  łączącej się z linią wilgotności względnej  $\varphi = 90\%$ . Wiedząc, że  $x_N = x_M$  można ustalić zwartość wilgoci w punkcie  $O'$ . Korzystając ze wzorów (5) i (6), oblicza się:

$$G_{REC} = 8193,8 \text{ m}^3/\text{h} - 2400 \text{ m}^3/\text{h} = 5793,8 \text{ m}^3/\text{h} = 1,6 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$x_{O'} = (8193,8 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 10,2 \text{ g/kg} - 2400 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,8 \text{ g/kg}) / 5793,8 \text{ m}^3/\text{h} = 14,09 \text{ g/kg}.$$

Następnie określa się zależność (7), która jest równa:

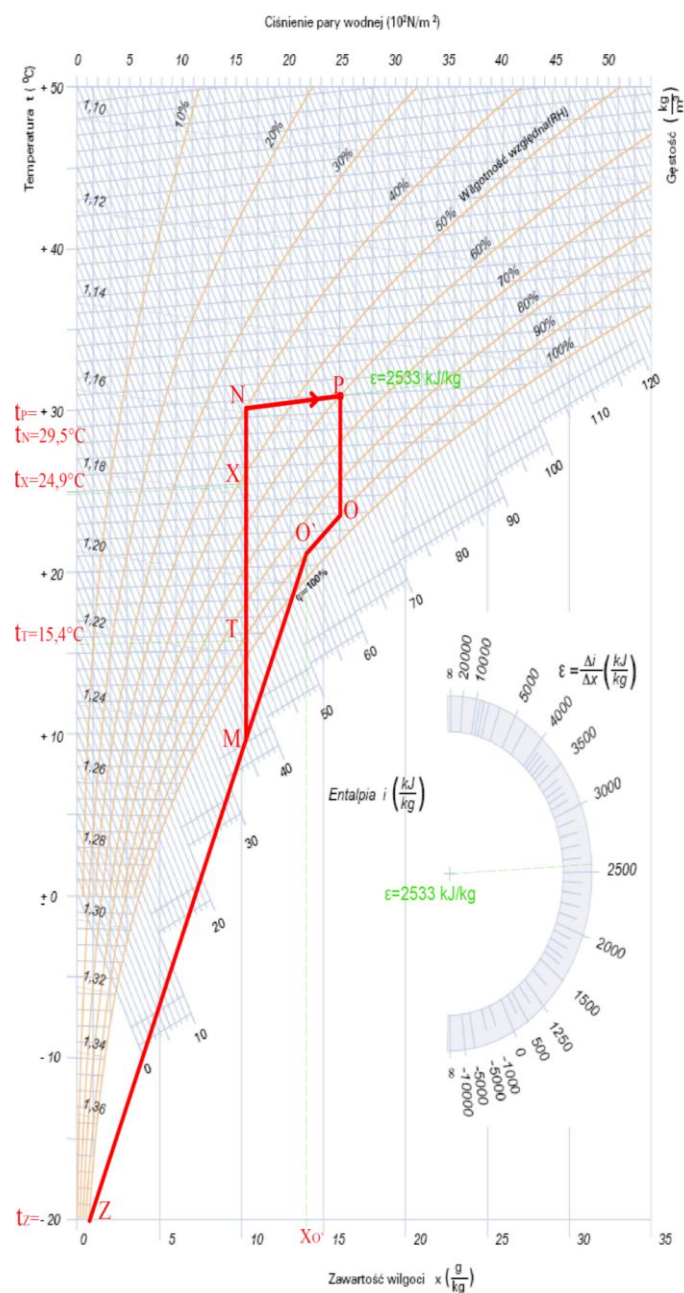
$$5794 \text{ m}^3/\text{h} / 2400 \text{ m}^3/\text{h} = ZM / MO',$$

stąd

$$ZM / MO' = 2,41.$$

Znając stosunek odcinka  $ZM$  do  $MO'$ , można wyznaczyć geometrycznie położenie punktów  $M$  i  $O'$ , zgodnie z opisem zawartym w części teoretycznej. W kolejnym kroku należy określić temperaturę powietrza za wymiennikiem krzyżowym (punkty  $T$  i  $X$ ).





Rys. 4. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie  $i$ - $x$  powietrza wilgotnego w urządzeniach klimatyzacyjnych dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla przykładu obliczeniowego

Oblicza się temperaturę powietrza nawiewanego  $t_T$  za wymiennikiem krzyżowym, korzystając ze wzoru (8) ( $\eta = 0,6$ , katalog firmy VTS CLIMA [4]):

$$t_T = 0,60 \cdot (30 - 21) + 10 = 15,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Temperaturę powietrza wywiewanego  $t_O$  za wymiennikiem odczytuje się z wykresu  $i$ - $x$  powietrza wilgotnego (rys. 3.) po geometrycznym wyznaczeniu położenia punktu  $O'$ .

Wyznaczamy moc chłodniczą pompy ciepła, korzystając ze wzoru (9):

$$Q_p = 2,28 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (64 \text{ kJ/kg} - 56 \text{ kJ/kg}) = 21,9 \text{ kW}.$$

Dobrano wodną pompę ciepła W9W0E firmy HIBERNATUS o mocy cieplnej  $Q_{SKR} = 26,60 \text{ kW}$  [5]. Temperaturę powietrza po pierwszej nagrzewnicy (6, rys. 1.) określa się ze wzoru (11):

$$t_X = [26,60 / (1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot 2,28 \text{ m}^3/\text{s})] + 15,4 = 24,9^\circ\text{C}.$$

Korzystając ze wzoru (12), określa się moc drugiej nagrzewnicy (7, rys. 2.):

$$\begin{aligned} Q_p &= 2,27 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (29,5^\circ\text{C} - 24,9^\circ\text{C}) = \\ &= 12,8 \text{ kW}. \end{aligned}$$

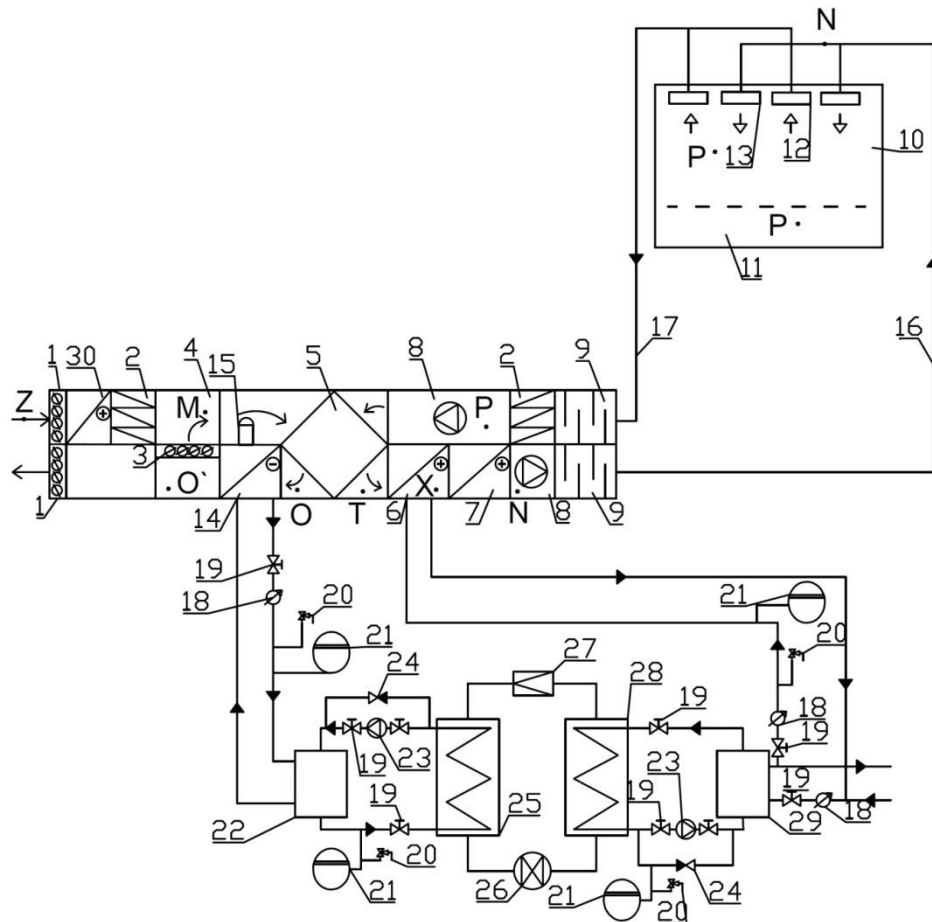
W przykładzie linia  $ZK$  (rys. 4.) leży w strefie stanu powietrza wilgotnego, która charakteryzuje się wykropleniem wilgoci z powietrza, co może być zjawiskiem niepożądanym. W tym przypadku system klimatyzacji (na rys. 2.) należy uzupełnić nagrzewnicą wstępną (30, rys. 5.) i ogrzać strumień powietrza zewnętrznego w nagrzewnicy wstępnej (30) w procesie  $ZS$  (rys. 6.) do momentu zakończenia procesu mieszania strumienia powietrza (punkty  $Z$  i  $K$ ) w strefie niedopuszczającej wypadanie mgły.

Uwzględniając możliwość wykroplenia wilgoci z powietrza w procesie mieszania, przekształca się zasady budowy zmian stanu powietrza na wykresie  $i$ - $x$  powietrza wilgotnego. Zakłada się, że np. punkt  $M$  (rys. 6.) leży na przecięciu linii  $x_N$  i  $\varphi = 90\%$ . Równanie  $ZM/MO = 2,41$  można zapisać w postaci  $SM/MO = 2,41$ , gdzie punkt  $S$  znajduje się na linii  $x_Z = \text{const}$ .

Znając stosunek odcinka  $SM$  do  $MO$  wyznacza się w sposób geometryczny położenie punktów  $S$  i  $O'$  (rys. 6.). Otrzymana prosta przechodzi przez punkt  $M$ .

Oblicza się temperaturę powietrza zewnętrznego  $t_T$  za wymiennikiem krzyżowym, korzystając ze wzoru (8) ( $\eta = 0,6$ , katalog firmy VTS CLIMA [4]) (z rys. 6. odczytano wartości:  $t_O = 21,7^\circ\text{C}$ ,  $t_M = 16^\circ\text{C}$ ):

$$t_T = 0,60 \cdot (30 - 21,7) + 16 = 24,3^\circ\text{C}.$$



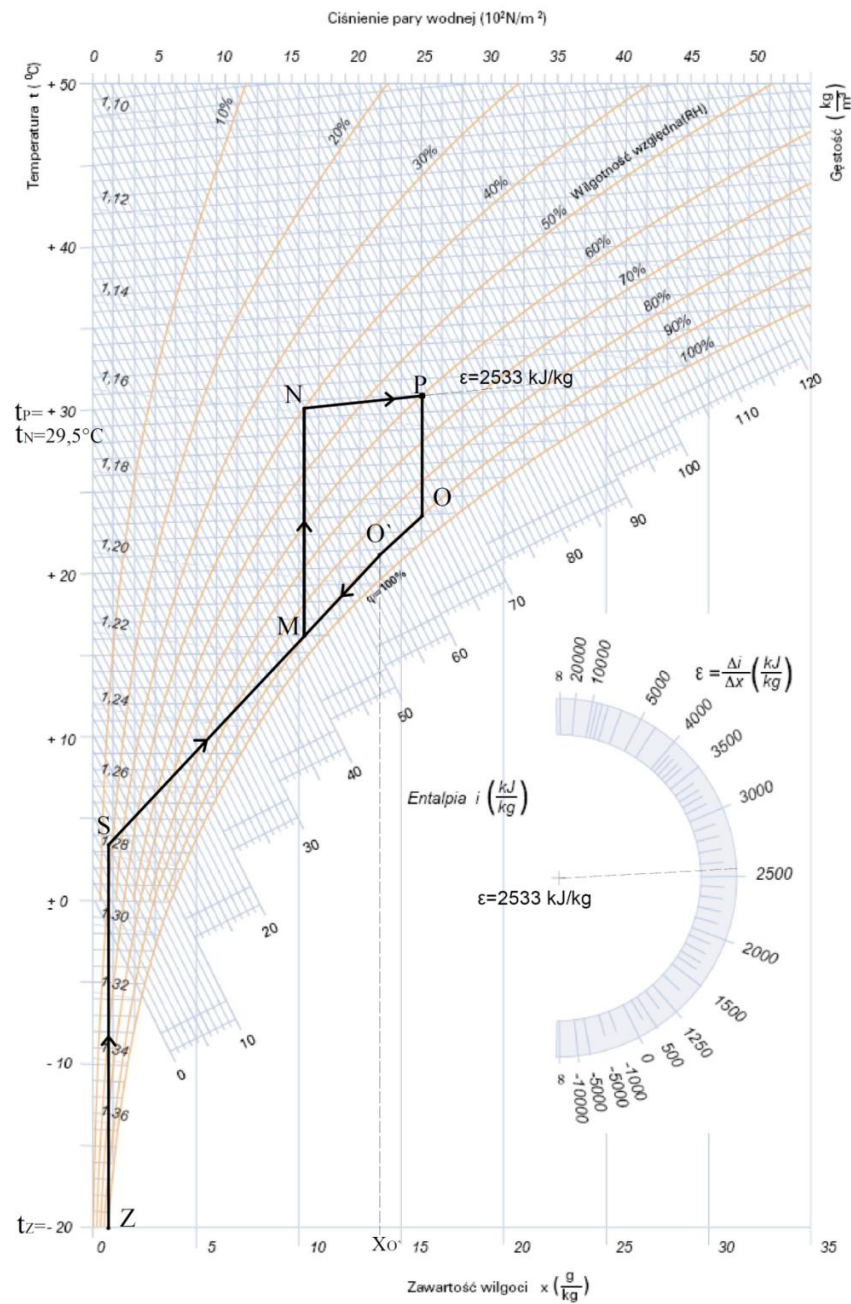
Rys. 5. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym dla hali krytej pływalni wraz ze schematem pompy ciepła pracującej w systemie woda-woda; 1-29 – oznaczenia jak na rys. 2., 30 – nagrzewnica wstępna

Moc chłodniczą pompy ciepła wyznacza się ze wzoru (9):

$$Q_p = 2,27 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (64 \text{ kJ/kg} - 56 \text{ kJ/kg}) = 21,9 \text{ kW}.$$

Dobrano wodną pompę ciepła W9W0E firmy HIBERNATUS o mocy cieplnej  $Q_{SKR} = 26,60 \text{ kW}$  [5]. Temperaturę powietrza po pierwszej nagrzewnicy (6, rys. 5.) określa się ze wzoru (11):

$$t_X = [26,60 / (1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}) \cdot 2,28 \text{ m}^3/\text{s}] + 24,3 = 33,83^\circ\text{C}.$$



Rys. 6. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie  $i$ - $x$  powietrza wilgotnego w urządzeniach klimatyzacyjnych dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza za pomocą pompy ciepła, z odzyskiem ciepła na wymienniku krzyżowym i z usunięciem w procesie mieszania strumieni powietrza wypadania mgły

Otrzymany wynik świadczy o tym, że moc cieplna dobranej pompy ciepła jest niezbędna do obróbki nawiewanego powietrza. W danym przypadku trzeba określić możliwości całkowitego wykorzystania tej mocy. Ciepło może być skierowane do ogrzania zewnętrznego strumienia powietrza w procesie  $ZS$  (rys. 6.).

Moc cieplną  $Q_{ZS}$  potrzebną do obróbki powietrza w procesie  $ZS$  określa wzór:

$$Q_{ZS} = \rho \cdot c \cdot G_Z \cdot (t_S - t_Z),$$

gdzie temperaturę  $t_S$  odczytuje się z rys. 6.,  $t_S = 3,5^\circ\text{C}$ .

Stąd  $Q_{ZS} = 0,67 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (3 - (-20))^\circ\text{C} = 18,49 \text{ kW}$ .

Moc cieplną  $Q_{TN}$  niezbędną do obróbki powietrza w procesie  $TN$  określa wzór:

$$Q_{TN} = \rho \cdot c \cdot G_Z \cdot (t_N - t_T),$$

$$Q_{TN} = 2,27 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (29,5 - 24,3)^\circ\text{C} = 14,17 \text{ kW}.$$

Z porównania wielkości  $Q_{SKR}$ ,  $Q_{ZS}$  oraz  $Q_{TN}$  wynika, że różnicę  $Q_{SKR} - Q_{TN} = 26,60 \text{ kW} - 14,17 \text{ kW} = 12,43 \text{ kW}$  można wykorzystać do ogrzania powietrza zewnętrznego przy mocy cieplnej 18,49 kW.

#### 4. Wnioski

1. Opracowano metodę projektowania parametrów powietrza w systemie klimatyzacji z wykorzystaniem pompy ciepła i wymiennika krzyżowego do osuszania powietrza obiegowego w okresie zimowym.
2. Opracowano przykład projektowania systemu klimatyzacji z osuszaniem powietrza obiegowego, doбором pompy ciepła i wymiennika krzyżowego.

#### Literatura

- [1] Jaskólski M., Micewicz Z.: Wentylacja i klimatyzacja hal krytych pływalni, JPPU MASTA, Gdańsk 2000.
- [2] Norma PN-76/B-03420: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego.
- [3] Pisarev V.: Projektowanie systemów klimatyzacji jednoprzewodowej scentralizowanej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2009.
- [4] Katalog firmy VTS Clima.
- [5] Katalog firmy Hibernatus.

---

**ANALYSIS OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM FOR SWIMMING FOOLS  
USING HEAT PUMP AND CROSS – FLOW HEAT EXCHANGER  
FOR DRYING RECIRCULATED AIR****S u m m a r y**

The aim of the publication is to show method of designing the air parameters in air conditioning system for swimming pools using heat pump for drying recirculated air and cross – flow heat exchanger. This article show also an example calculation.

**Keywords:** air conditioning, indoor pool swimming, recirculated air, heat pump, drainage, cross-flow heat exchanger

DOI: 10.7862/rb.2012.9