

Vyacheslav PISAREV
Agnieszka HABA
Politechnika Rzeszowska

ANALIZA SYSTEMU KLIMATYZACJI DLA KRYTYCH PŁYWALNI Z OSUSZANIEM CZĘŚCI POWIETRZA RECYRKULOWANEGO Z WYKORZYSTANIEM POMPY CIEPŁA

Celem publikacji jest opracowanie metody projektowania parametrów powietrza w systemie klimatyzacji z osuszaniem części powietrza recyrkulowanego z wykorzystaniem pompy ciepła dla okresu zimowego wraz z przykładem obliczeniowym.

Słowa kluczowe: system klimatyzacji, kryta pływalnia, powietrze recyrkulowane, pompa ciepła, osuszanie

1. Wprowadzenie

W okresie zimowym zawartość wilgoci w powietrzu zewnętrznym jest bardzo mała. Zadaniem klimatyzacji hali krytej pływalni w tym okresie jest więc realizowanie procesów uzdatniania powietrza, w wyniku których wilgotność względna jest utrzymywana w granicach parametrów komfortu cieplnego, np. 50-65%. Z zastosowaniem systemu klimatyzacji z recyrkulacją powietrza wysoka zawartość wilgoci powietrza wywiewanego z hali krytej pływalni przy małych strumieniach powietrza świeżego powoduje powstanie dużych ilości wilgoci w powietrzu nawiewanym, co jest niedopuszczalne. Z tego względu należy wprowadzić system umożliwiający osuszanie powietrza recyrkulowanego.

W pracy uwzględniono jeden z możliwych wariantów osuszania powietrza, a mianowicie system klimatyzacji, w którym część powietrza recyrkulowanego jest osuszana (rys. 1., 2.). W tym celu można zastosować pompę ciepła [1]. W omawianym przykładzie systemu klimatyzacji (rys. 1.) między parownik (3) a skraplacz pompy ciepła (8) wprowadzono komorę mieszania (5), w której powietrze zewnętrzne jest mieszane z osuszonym powietrzem obiegowym, a następnie – jako mieszanina – podgrzewane przez skraplacz pompy ciepła. Może być stosowana dodatkowa nagrzewnica (9), która dostarcza uzupełniającą ilość ciepła. Wadą urządzeń tego typu jest to, że nie nadają się do użytkowania w okresie letnim, ponieważ podczas osuszania powietrza wydzielą się dodatko-

wa ilość ciepła, która w tym okresie nie jest pożądana [1]. Na rysunku 2. przedstawiono schemat pracy wodnej pompy ciepła w systemie klimatyzacji pracującej w okresie zimowym z osuszaniem powietrza recyrkulowanego.

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 – φ_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 – φ_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 [m³/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 , φ_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 , φ_P). W dalszym ciągu należy ustalić parametry powietrza nawiewanego. Temperatura tego powietrza może być zależna od dopuszczalnej różnicy temperatury Δt^* pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w hali. Wartość tej różnicy temperatury zależy od miejsca usytuowania wylotów nawiewnych, przeznaczenia pomieszczenia, wysokości zysków ciepła itp. Temperatura nawiewu t_N wynosi:

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

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

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

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

Odczytując z wykresu entalpię właściwą powietrza w tak wyznaczonym punkcie N (i_N), można określić strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego G ze wzoru:

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

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

i_P – entalpia właściwa powietrza w punkcie P odczytana z rys. 3. [kJ/kg],

i_N – entalpia właściwa powietrza w punkcie N odczytana z rys. 3. [kJ/kg].

W określeniu powietrza wentylacyjnego G alternatywnie można skorzystać z zależności:

$$G = Q_J / (\rho \cdot c \cdot (t_P - t_N)) \quad (4)$$

gdzie: c – ciepło właściwe powietrza, $c_p = 1,02 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$.

Następnie z równania bilansu po wilgoci można wyznaczyć zawartość wilgoci w punkcie K (x_K) – stan mieszania części strumienia powietrza recyrkulowanego przepływającego przez obejście parownika pompy ciepła oraz części strumienia powietrza recyrkulowanego przepływającego przez parownik pompy ciepła:

$$G_Z \cdot x_Z + G_{REC} \cdot x_K = G \cdot x_M \quad (5)$$

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

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

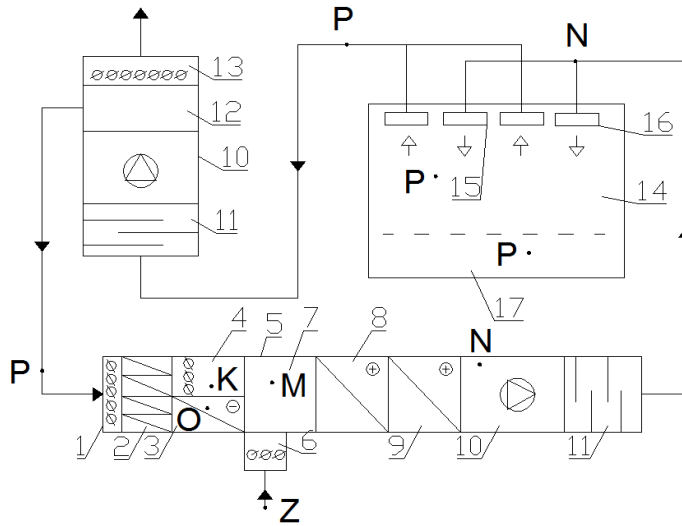
$$G_{REC} = G - G_Z \quad (6)$$

Stąd

$$x_K = (G \cdot x_M - G_Z \cdot x_Z) / G_{REC} \quad (7)$$

Na rysunku 1. przyjęto następujące oznaczenia: 1 – przepustnica powietrza obiegowego, 2 – filtr powietrza obiegowego, 3 – parownik pompy ciepła, 4 – przepustnica obejścia parownika pompy ciepła, 5 – komora mieszania powietrza zewnętrznego, 6 – przepustnica powietrza zewnętrznego, 7 – sprężarka

pompy ciepła, 8 – skraplacz pompy ciepła, 9 – wtórna nagrzewnica wodna powietrza, 10 – wentylator nawiewny, 11 – tłumik akustyczny, 12 – komora rozdziału powietrza wywiewanego, 13 – przepustnica powietrza usuwanego, 14 – hala krytej pływalni, 15 – nawiew powietrza, 16 – wylot powietrza, 17 – strefa przebywania ludzi. Punkty stanu powietrza na schemacie systemu wentylacji *Z*, *N*, *P*, *M*, *K*, *O* odpowiadają punktom stanu powietrza na wykresie *i-x* powietrza wilgotnego dla okresu zimowego (rys. 3.).



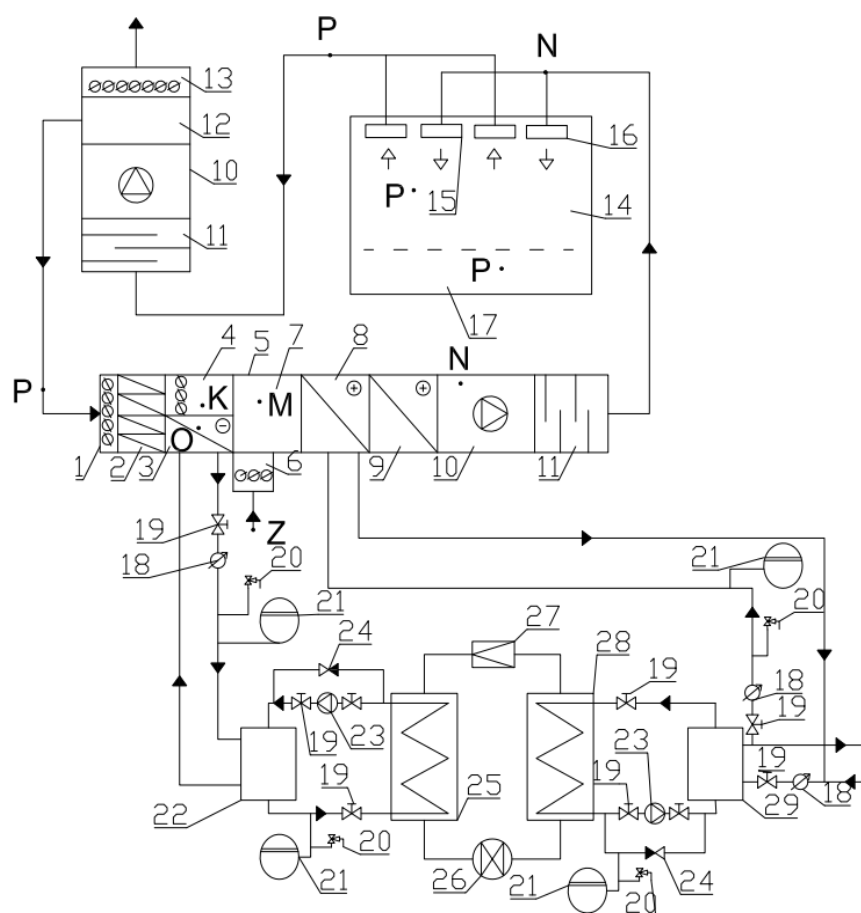
Rys. 1. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza recykulowanego

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

Mając dane strumienie objętościowe powietrza G_{REC} i G_Z , można geometrycznie wyznaczyć punkty *M* i *K* (rys. 4.), tzn. tak dobrać długości odcinków *ZM* i *MK*, aby był spełniony warunek:

$$G_{REC} / G_Z = ZM / MK \quad (8)$$

Należy przy tym pamiętać, że punkty *K* i *M* zostały ściśle określone przez parametr zawartości wilgoci w powietrzu recykulowanym oraz nawiewanym, a mianowicie odpowiednio linii x_K (wzór (7)) oraz linii x_M ($x_M = x_N$).



Rys. 2. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza recykulowanego z pompą ciepła pracującą w systemie woda – woda

W kolejnej części należy określić stan powietrza po parowniku pompy ciepła (3, rys. 2.) – punkt *O*. W tym celu łączy się ze sobą punkty *P* oraz *K*. Otrzymaną prostą przedłuża się do linii wilgotności względnej $\varphi = 90\%$ (założenie [3]). W ten sposób zostaje wyznaczony punkt *O*. Punkt *L* powstanie na przecięciu linii $\varphi = 90\%$ z linią $x_p = \text{const}$. Proces *PLO* określa ochładzanie części powietrza recykulowanego na parowniku pompy ciepła. Odcinek *LO* należy poprowadzić wzdłuż linii wilgotności względnej w przybliżeniu równej 90%.

Mając wyznaczoną linię PKO , można znaleźć proporcję między strumieniem powietrza obiegowego (G_{OB}) i $G_{REC} - G_{OB}$ (rys. 4., 5.). Do określenia ilości powietrza omijającej parownik (G_{OB}) można skorzystać z zależności (rys. 5.):

$$G_{OB} \cdot x_P + (G_{REC} - G_{OB}) \cdot x_O = x_K \cdot G_{REC} \quad (9)$$

gdzie x_O – zawartość wilgoci w punkcie O odczytana z rys. 3. [g/kg].

Ze wzoru (9) wyznacza się G_{OB} :

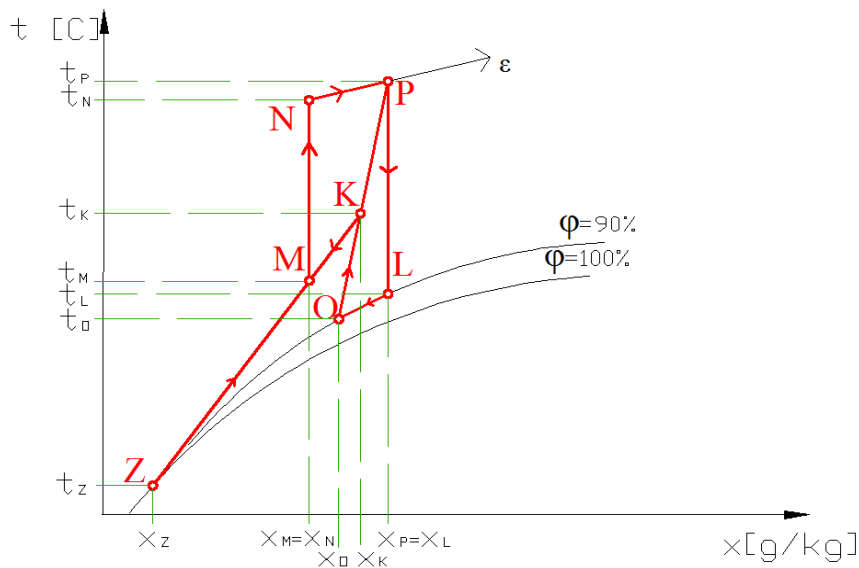
$$G_{OB} = (G_{REC} \cdot (x_K - x_O)) / (x_P - x_O) \quad (10)$$

Moc chłodnicza pompy ciepła:

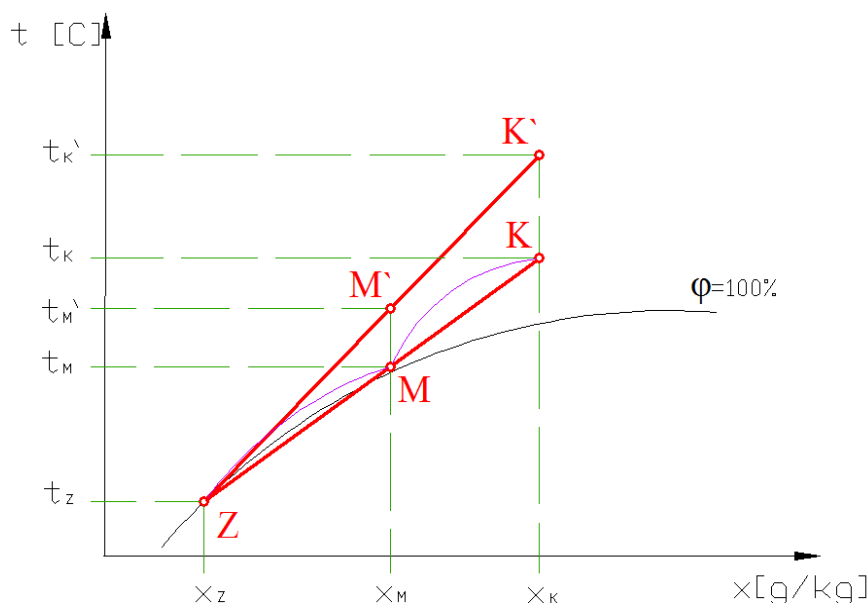
$$Q_p = (G_{REC} - G_{OB}) \cdot \rho \cdot (i_P - i_O) \quad (11)$$

gdzie i_O – entalpia właściwa powietrza w punkcie O odczytana z rys. 3. [kJ/kg].

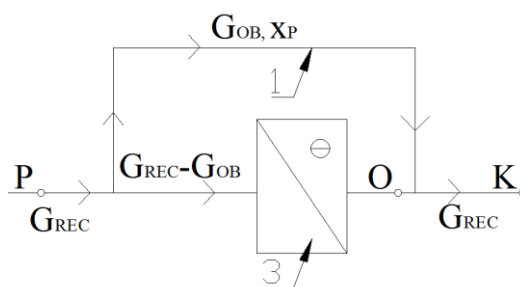
W kolejnym kroku z katalogu należy dobrać pompę ciepła na moc chłodniczą i odczytać moc cieplną. Wyznaczenie przebiegu rzeczywistego zmian stanu powietrza w instalacji jest możliwe tylko na początku eksploatacji centrali klimatyzacyjnej.



Rys. 3. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza obiegowego recyrkulowanego za pomocą pompy ciepła, mieszanego następnie z powietrzem zewnętrznym w centrali klimatyzacyjnej



Rys. 4. Geometryczny sposób wyznaczania punktów M i K ; punkty stanu powietrza M i K odpowiadają punktom stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego (rys. 3.)



Rys. 5. Rozdział powietrza przed parownikiem pompy ciepła (chłodnicą powietrza) (3, rys. 2.); 1 – obejście, 3 – parownik pompy ciepła na schemacie (rys. 2.); punkty stanu powietrza P , O i K odpowiadają punktom stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego (rys. 3.)

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 hali – $t_P = 30^\circ\text{C}$,
 - wilgotność względna – $\varphi_P = 60\%$,
 - entalpia właściwa powietrza $i = 72 \text{ kJ/kg}$,
- 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 – $G_Z = 2800 \text{ m}^3/\text{h} = 0,78 \text{ m}^3/\text{s}$.

Budowanie wykresu przebiegu zmian stanu powietrza wentylacyjnego i - x powietrza wilgotnego (rys. 6.) rozpoczyna się od umiejscowienia punktu odpowiadającego parametrom powietrza zewnętrznego (punkt Z (-20°C , 100%)) oraz powietrza w hali krytej pływalni (punkt P (30°C , 60%)). Określa się temperaturę nawiewu 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 ε :

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

W ten sposób otrzymuje się punkt N (na przecięciu linii ε) oraz izotermy t_N . Z wykresu i - x powietrza wilgotnego z rys. 6. odczytuje się wartość entalpii właściwej $i_N = 56 \text{ kJ/kg}$. Na podstawie tego wyznacza się strumień objętościowy powietrza wentylacyjnego G , korzystając ze wzoru (3):

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

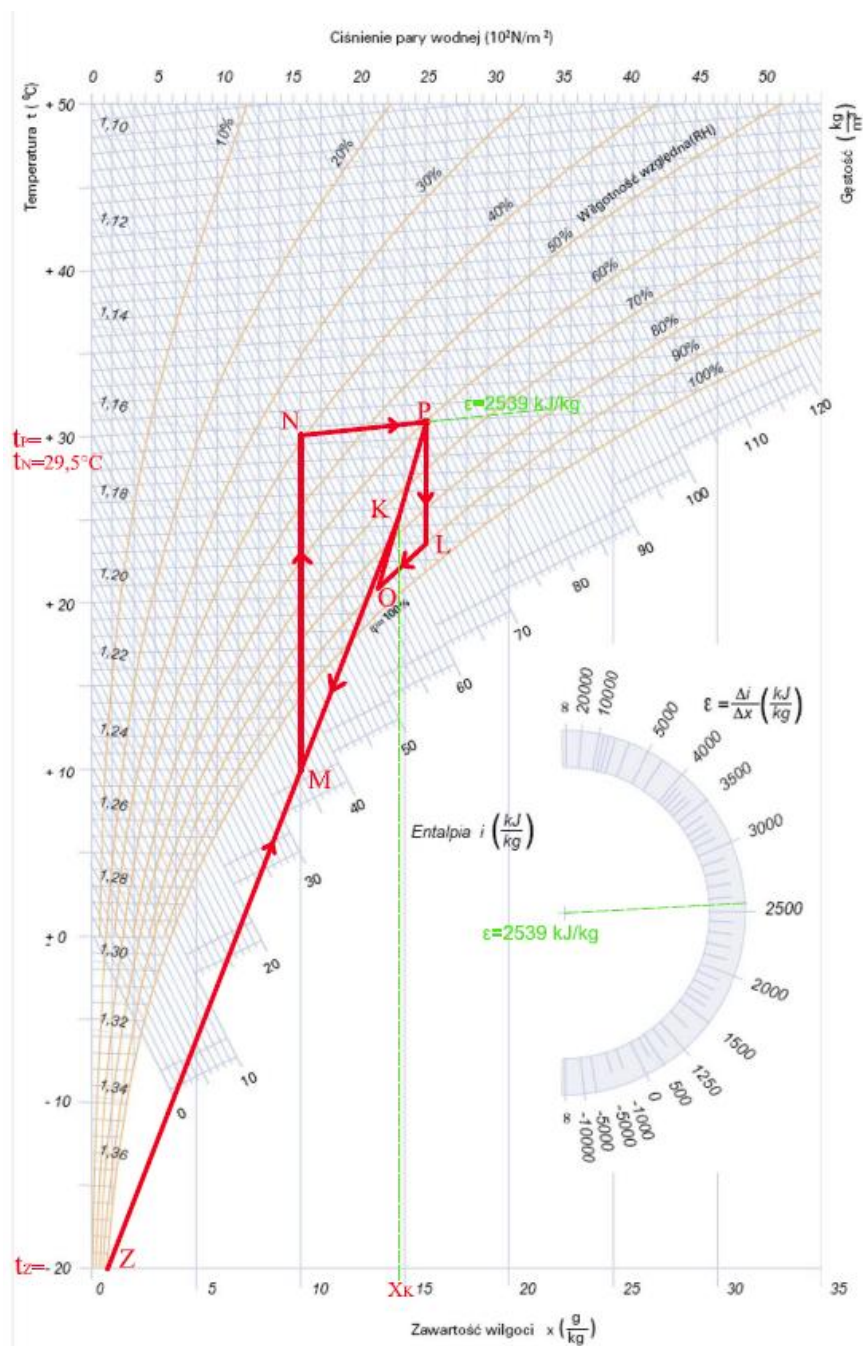
W kolejnym kroku można ustalić zawartość wilgoci w punkcie K , korzystając ze wzorów (6) i (7):

$$G_{REC} = 8193,8 \text{ m}^3/\text{h} - 2800 \text{ m}^3/\text{h} = 5393,8 \text{ m}^3/\text{h} = 1,5 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$\begin{aligned} x_K &= (8193,8 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 10 \text{ g/kg} - 2800 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,8 \text{ g/kg}) / 5393,8 \text{ m}^3/\text{h} = \\ &= 14,8 \text{ g/kg}. \end{aligned}$$

Następnie określa się zależność (8), która jest równa:

$$5394 \text{ m}^3/\text{h} / 2800 \text{ m}^3/\text{h} = ZM / MK.$$



Rys. 6. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego w urządzeniach klimatyzacyjnych dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza recykulowanego za pomocą pompy ciepła

Stąd wiadomo, że:

$$ZM / MK = 1,92.$$

Znając stosunek odcinka ZM do MK , wyznacza się w sposób geometryczny położenie punktów M i K , zgodnie z opisem zawartym w części teoretycznej (rys. 4.). W kolejnym kroku wyznacza się punkt O , tj. na przedłużeniu odcinka PK z linią wilgotności względnej $\varphi = 90\%$ (założenie [3]). Punkt L powstanie na przecięciu linii $\varphi = 90\%$ z linią x_p . Następnie należy połączyć punkty P , L , O oraz K .

Do wyznaczenia ilości powietrza omijającej parownik pompy ciepła (G_{OB}) korzysta się ze wzoru (10):

$$G_{OB} = (1,5 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (14,8 \text{ g/kg} - 13,8 \text{ g/kg}) / (16 \text{ g/kg} - 13,8 \text{ g/kg})) = \\ = 0,68 \text{ m}^3/\text{s} = 2455 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Moc chłodniczą parownika Q_p oblicza się ze wzoru (11):

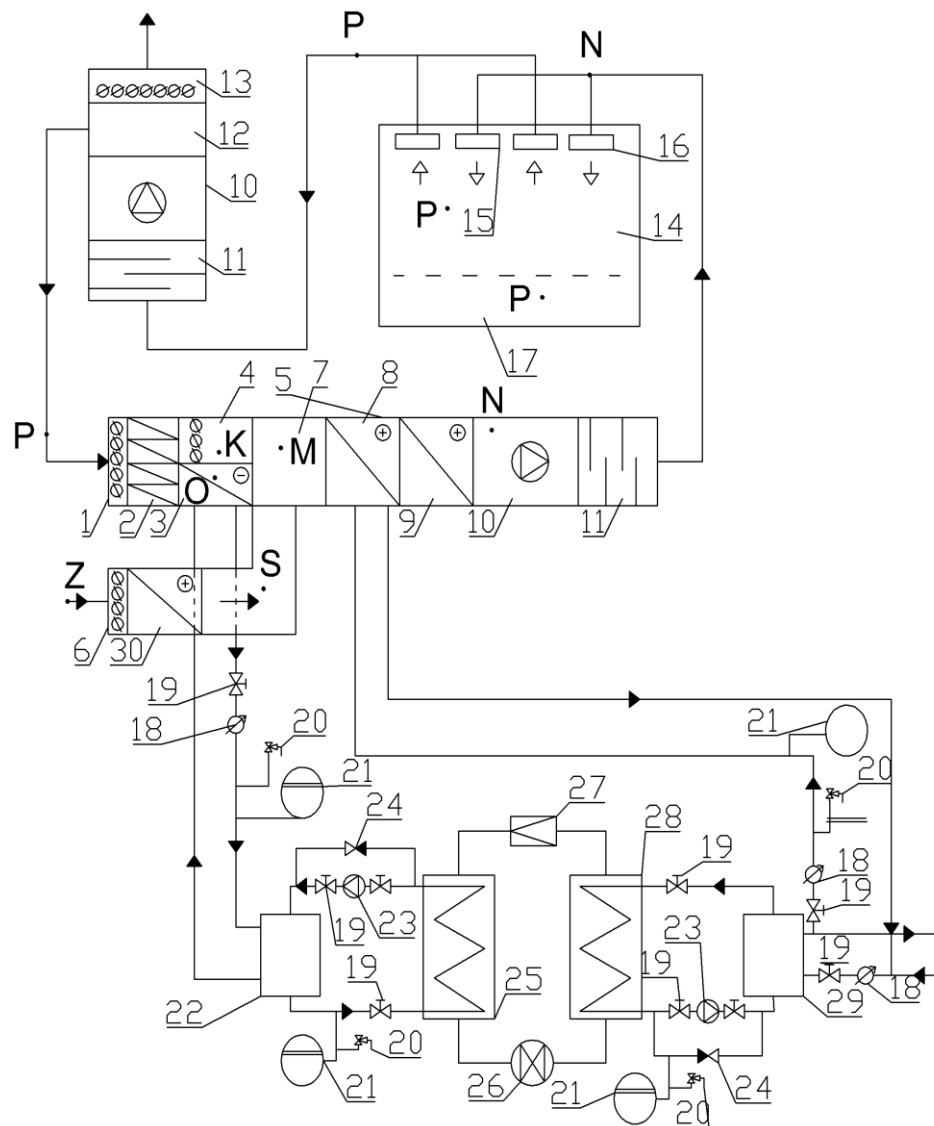
$$Q_p = (1,5 \text{ m}^3/\text{s} - 0,68 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (71 \text{ kJ/kg} - 55 \text{ kJ/kg}) = 15,7 \text{ kW}.$$

Dobrano pompę ciepła o mocy cieplnej 19,8 kW typ Vitocal 300 – G WW/WWC 114 firmy VISSMANN [4].

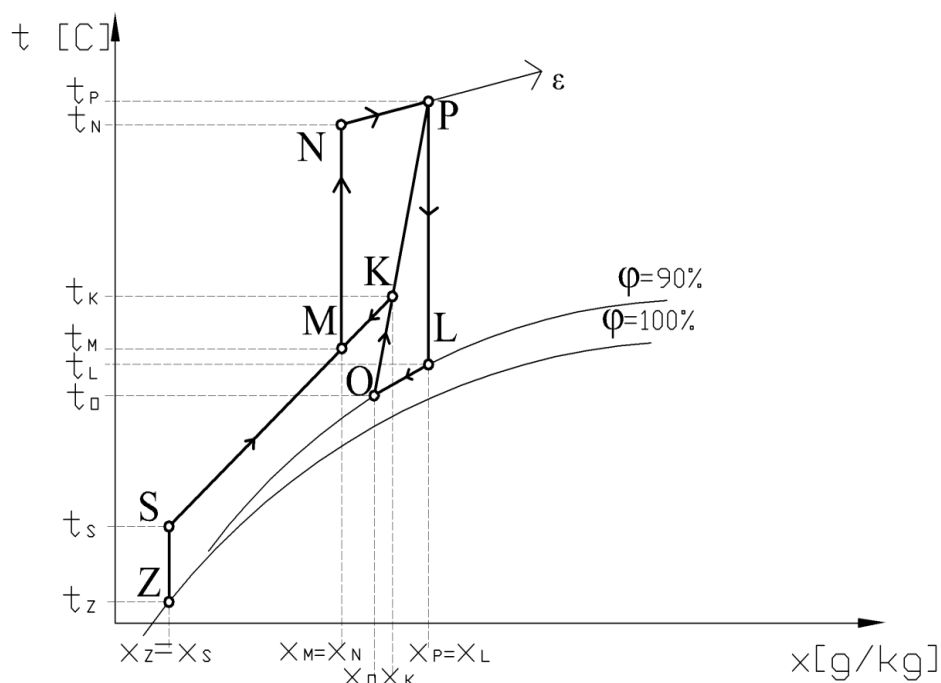
W przykładzie linia ZK (rys. 6.) znajduje się w strefie stanu powietrza wilgotnego, która charakteryzuje się wykropleniem wilgoci z powietrza, co może być zjawiskiem niepożądanym. W tym przypadku system klimatyzacji (rys. 2.) należy uzupełnić nagrzewnicą wstępną (20, rys. 7.) i ogrzać strumień powietrza zewnętrznego w nagrzewnicy wstępnej (30) w procesie ZS (rys. 8.), aż do zakończenia procesu mieszania strumienia powietrza (punkty Z i K) w strefie nie-dopuszczającej wypadanie mgły.

Uwzględniając możliwość wykroplenia wilgoci z powietrza w procesie mieszania, dokonuje się zmiany zasad budowy procesów zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego (rys. 9.). Zakłada się, że np. punkt M (rys. 9.) znajduje się na przecięciu linii x_N i $\varphi = 90\%$. Równanie $ZM/MK = 1,92$ można zapisać w postaci $SM/MK = 1,92$, gdzie punkt S leży na linii $x_Z = \text{const}$.

Znając stosunek odcinka SM do MK , geometrycznie wyznacza się położenie punktów S i K (rys. 8.); prosta przechodzi przez punkt M . W kolejnym kroku wyznacza się punkt O , tj. na przedłużeniu odcinka PK z linią wilgotności względnej $\varphi = 90\%$ (założenie [3]). Punkt L powstanie na przecięciu linii $\varphi = 90\%$ z linią x_p . Łączymy ze sobą punkty P , L , O oraz K .



Rys. 7. Schemat systemu klimatyzacji pracującego w okresie zimowym z osuszaniem powietrza recyrkulowanego z pompą ciepła pracującą w systemie woda – woda; 1-29 – oznaczenia jak na rys. 2., 30 – nagrzewnica wstępna



Rys. 8. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza obiegowego recyrkulowanego za pomocą pompy ciepła, mieszanego następnie z powietrzem zewnętrznym w centrali klimatyzacyjnej, i usunięciem w procesie mieszania strumieni powietrza wypadania mgły

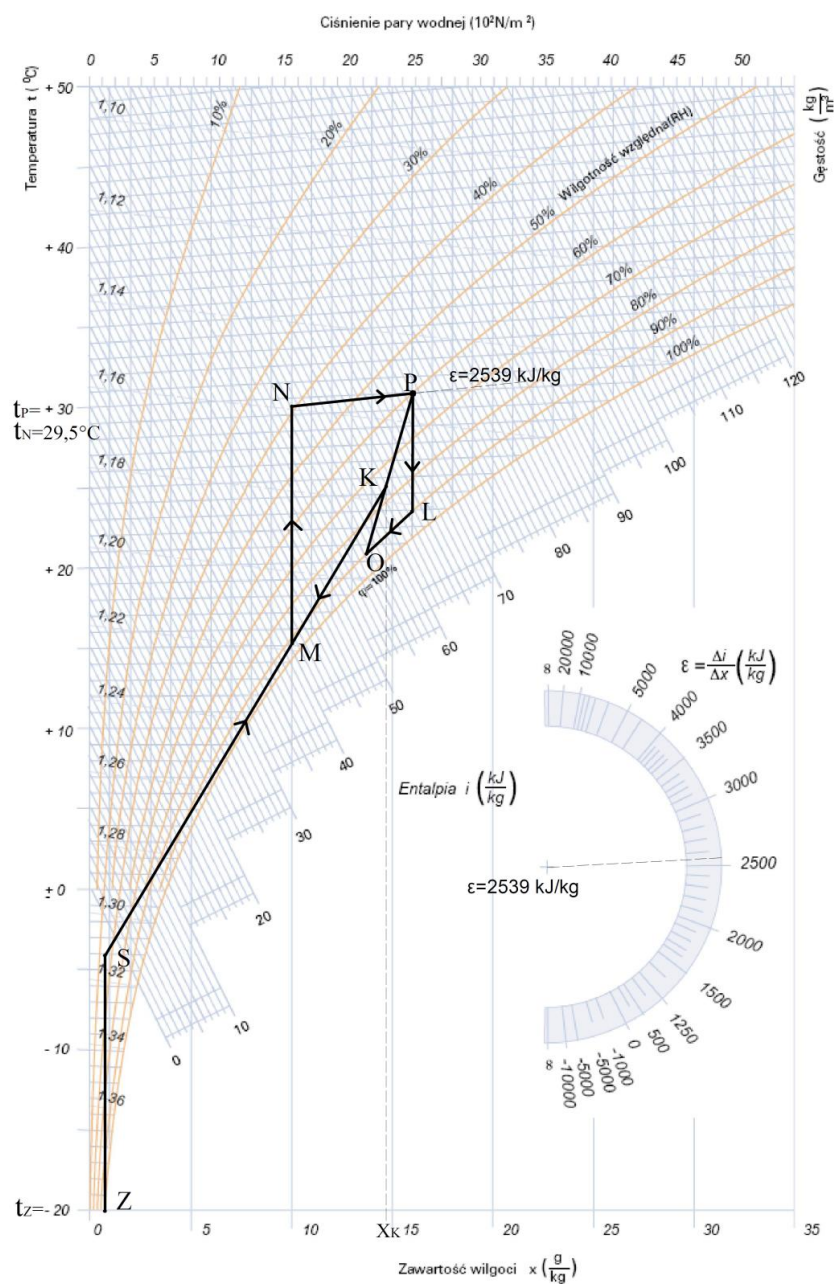
Do wyznaczenia ilości powietrza omijającej parownik (G_{OB}) korzysta się ze wzoru (10):

$$G_{OB} = (1,5 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (14,9 \text{ g/kg} - 13,9 \text{ g/kg}) / (16 \text{ g/kg} - 13,9 \text{ g/kg})) = 0,71 \text{ m}^3/\text{s} = 2571 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Moc chłodnicza parownika pompy ciepła (3, rys. 7.) Q_p oblicza się ze wzoru (11):

$$Q_p = (1,5 \text{ m}^3/\text{s} - 0,71 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (71 \text{ kJ/kg} - 55,5 \text{ kJ/kg}) = 14,7 \text{ kW}.$$

Można też dobrać pompę ciepła o mocy cieplnej 19,8 kW typ Vitocal 300 – G WW/WWC 114 firmy VIESSMANN [4].



Rys. 9. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego w urządzeniach klimatyzacyjnych dla okresu zimowego z osuszaniem powietrza recykulowanego za pomocą pompy ciepła i usunięciem w procesie mieszania strumieni powietrza wypadania mgły

Moc nagrzewnicy wstępnej (20, rys. 7.) można określić ze wzoru:

$$Q_{20} = G \cdot (\rho \cdot c \cdot (t_S - t_Z)),$$

gdzie t_S – temperatura nawiewanego powietrza zewnętrznego w punkcie S odczytana z wykresu na rys. 9., $t_S = -4^\circ\text{C}$,

$$\begin{aligned} Q_{20} &= 0,78 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (-4 - (-20))^\circ\text{C} = \\ &= 14,98 \text{ kW}. \end{aligned}$$

4. Wnioski

1. Opracowano metodę projektowania parametrów powietrza w systemie klimatyzacji z osuszaniem części powietrza recyrkulowanego z wykorzystaniem pompy ciepła dla okresu zimowego.
2. Opracowano przykład projektowania systemu klimatyzacji z osuszaniem części powietrza recyrkulowanego z doбором pompy ciepła dla okresu zimowego.

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 Viessmann, pompa ciepła Vitocal 300-G.

ANALYSIS OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM FOR SWIMMING POOLS WITH THE PART DRAINAGE OF RECIRCULATED AIR AND USING HEAT PUMP

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 with the part drainage of the recirculated air and using heat pump. This article show also an example calculation.

Keywords: air conditioning system, indoor pool swimming, recirculater air, heat pump, drainage

DOI: 10.7862/rb.2012.8