

EKOLOGICZNE SYSTEMY SCHŁADZANIA POWIETRZA WENTYLACYJNEGO I KLIMATYZACYJNEGO

Zbysław PLUTA

STRESZCZENIE

W klasycznych systemach klimatyzacyjnych proces schładzania powietrza nawiewanego do pomieszczeń jest najczęściej procesem wielostopniowym. Powietrze schładzane z wykorzystaniem tradycyjnego sprężarkowego urządzenia chłodniczego jest zazwyczaj nadmiernie wysuszone i wymaga powtórne nawilżenia. Są to procesy bardzo energochłonne i kosztowne z uwagi na wysokie nakłady inwestycyjne i eksploatacyjne. Co więcej, czynniki obiegowe instalacji chłodniczych nie są obojętne dla środowiska naturalnego.

W wielu przypadkach zadawalające efekty chłodzenia powietrza można uzyskać z wykorzystaniem efektu odparowania wody w tzw. chłodniach natryskowo-wyparnych. Istnieje szereg rozwiązań technicznych tych urządzeń, o różnych możliwościach schładzania strumienia powietrza. Ich budowa jest prosta, zaś koszty eksploatacji wielokrotnie niższe w porównaniu z klasycznymi instalacjami chłodniczymi. W niniejszym referacie przedstawiono prosty model matematyczny natryskowo-wyparnego schładzacza powietrza i uzyskane rozwiązania numeryczne modelu dla dwóch różnych konstrukcji schładzacza.

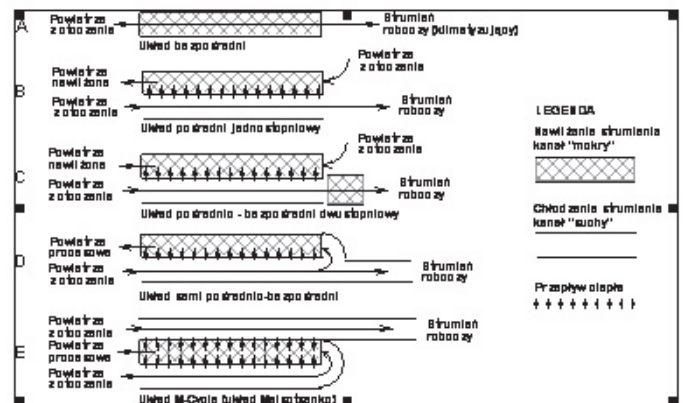
WPROWADZENIE

Wykorzystanie ciepła parowania w procesach schładzania czynników, gazów lub cieczy, jest znane i stosowane w praktyce od wielu lat. Przykładem mogą być chłodnie kominowe i wentylatorowe z obiegiem otwartym do chłodzenia wody ze skraplaczy energetycznych, gdzie proces realizowany jest w bezpośrednim kontakcie chłodzonej wody z przepływającym strumieniem nawilżanego powietrza. W chłodnictwie i klimatyzacji, a także w przemyśle chemicznym stosowane są chłodnie wentylatorowe z zamkniętym obiegiem cieczy chłodzonej. Najczęściej są to skraplacze natryskowo-wyparne agregatów chłodniczych, ale spotyka się też układy schładzania cieczy wykorzystywanych w procesach technologicznych lub nawet w bezpośredniej klimatyzacji [3,5].

Istnieje szereg rozwiązań bezpośredniego schładzania powietrza metodą wyparną, rys.1. Najczęściej są to niewielkie, pokojowe „klimatyzatory”, w których stosowane jest schładzanie bezpośrednie, to znaczy strumień powietrza przepływa przez nawilżony wkład o rozbudowanej powierzchni, rys.1A. Teoretycznym limitem schładzania jest w tym przypadku temperatura termometru mokrego powietrza wlotowego, przy czym powietrze schłodzone zostaje znacznie nawilżone. Zastosowanie układu pośredniego, rys.1B, pozwala na zachowanie niezmienną zawartości wilgoci w strumieniu chłodzonym przy nieznacznie wyższej, niż w układzie bezpośrednim, temperaturze końcowej schłodzonego powietrza.

Stosowane są też układy dwustopniowe, rys.1C, z pierwszym stopniem pośrednim i drugim bezpośrednim, gdzie powietrze klimatyzacyjne jest wstępnie schładzane w przeponowym wymienniku ciepła, w którym odrębny strumień powietrza zewnętrznego przepływa po drugiej stronie przepony wymiennika i schładza się poprzez odparowanie wody zwilżającej ścianki, zaś strumień powietrza klimatyzacyjnego dochład-

dzany jest następnie metodą bezpośrednią poprzez przepływ przez nawilżone wypełnienie. Rozwiązanie takie pozwala na schłodzenie powietrza nawet do temperatury nieznacznie niższej od temperatury termometru mokrego powietrza otaczającego, przy równocześnie mniejszym, niż w układzie jednostopniowym, nawilżeniu powietrza schłodzonego.



Rys. 1. Główne konstrukcje wyparnych schładzaczy powietrza [1,2,3]

W układzie będącym przedmiotem rozważań tego artykułu analizowany jest system semi pośredni – bezpośredni, rys.1D, którego zasada działania polega na tym, że w kanale „mokrym” jednego stopnia schładzacza przepływa część strumienia już schłodzonego metodą pośrednią, zaś pozostała część strumienia przekazywana jest do klimatyzowanego pomieszczenia [2]. Rozwiązanie takie ma szereg zalet. Główne z nich to możliwość schłodzenia powietrza do temperatury niższej od temperatury termometru mokrego w powietrzu w otoczeniu, stała zawartość wilgoci w powietrzu klimatyzacyjnym i znacznie mniejsze ryzyko rozwoju bakterii Legionelli, gdyż powietrze nawilżane usuwane jest do otoczenia. Podobne zalety ma układ M-Cycle, rys.1E, który ma jednak bardzo złożoną konstrukcję [3].

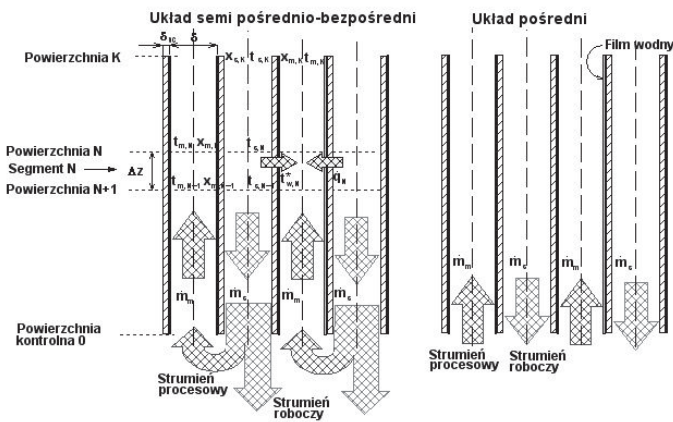
Przedmiotem niniejszego referatu jest analiza i porównanie efektów działania schładzaczy natryskowo wyparnych o konstrukcjach oznaczonych symbolami B i D na rys.1.

Zbysław PLUTA

Zakład Aparatury Procesowej i Chłodnictwa,
Instytut Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, Warszawa,
e-mail: pluta@itc.pw.edu.pl

Rysunek 2 przedstawia schematy przepływu analizowanych schładzaczy i oznaczenia przyjęte w modelu matematycznym. Kanały, których ścianki pokryte są filmem odparowującej wody i zachodzi równoczesna wymiana ciepła i masy nazwano kanałami „mokrymi”, zaś te bez wymiany masy – kanałami „suchymi”. Rysunek przedstawia układ kanałów równoległych z przepływem przeciwpłdowym, ale w praktyce najczęściej stosuje się kanały poprzeczne z przepływem krzyżowym.

Schładzacz pośredni jest w omawianym przypadku przepiędowym wymiennikiem ciepła złożonym z przemienne umieszczonych kanałów „suchych” i „mokrych”. W układzie semi pośrednio-bezpośrednim do kanałów „suchych” wtłaczane jest powietrze atmosferyczne, które na wylocie z kanału dzielone jest na dwa strumienie: roboczy, pobierany do klimatyzowanego pomieszczenia i procesowy, kierowany do kanału „mokrego”, z którego po nawilżeniu usuwane jest do otoczenia.



Rys. 2. Schemat analizowanych schładzaczy i przyjęte w modelu matematycznym oznaczenia

Przy formułowaniu modelu matematycznego przyjęto szereg założeń upraszczających, z których najważniejsze to przyjęcie temperatury wody na ścianie wymiennika równej lokalnej temperaturze nasycenia, pominięcie przewodzenia ciepła w poprzek filmu wodnego oraz stałość parametrów termofizycznych czynników wzdłuż długości kanałów, z wyjątkiem zawartości wilgoci w powietrzu płynącym kanałem „mokrym”.

Wszystkie wielkości odnoszące się do kanału „suchego” oznaczone będą indeksem dolnym „s”, do „mokrego” indeksem „m”, woda nawilżająca ścianki kanałów indeksem „w”, zaś stan nasycenia dodatkowo indeksem górnym „*”.

Dla dostatecznie małego segmentu kanału o wymiarze Δz oznaczonego indeksem N , rys. 1, przy dodatkowym założeniu, że znane są parametry wszystkich czynników na wlocie do segmentu w przekroju $N-1$, można określić te same parametry na wylocie z równań bilansowych:

$$t_{s,N} = t_{s,N-1} + (t_{s,N-1} - t_{w,sr,N}) \exp\left(\frac{-U_{sw} A_N}{\dot{m}_s c_s}\right) \quad (2.1)$$

$$i_{m,N} = i_{w,sr,N}^* - (i_{w,sr,N}^* - i_{m,N-1}) \exp\left(\frac{h_{dx} A_N}{\dot{m}_m}\right) \quad (2.2)$$

$$x_{m,N} = x_{w,sr,N}^* - (x_{w,sr,N}^* - x_{m,N-1}) \exp\left(\frac{h_{dx} A_N}{\dot{m}_m}\right) \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_s c_s (t_{s,N} - t_{s,N-1}) + \dot{m}_m (i_{m,N} - i_{m,N-1}) = 0 \quad (2.4)$$

Równania (2.1÷2.3), otrzymuje się ze scałkowania równań o postaci zbliżonej do równania Merkel’a dla procesów nawilżania powietrza przy założeniu, że zmiana temperatury filmu wodnego w obrębie danego segmentu jest niewielka i można ją przyjąć jako stałą równą średniej z temperatur na wlocie i wylocie z segmentu:

$$t_{w,sr,N} = \frac{t_{w,N-1} + t_{w,N}}{2} \quad (2.5)$$

W równaniach (2.1 ÷ 2.4) \dot{m} jest strumieniem masy powietrza suchego w kanale, c ciepłem właściwym powietrza przy stałym ciśnieniu uwzględniającym zawartość wilgoci, A_N jest elementarną powierzchnią wymiany ciepła w segmencie, $A_N = 2 \times W \times dz$, zaś W szerokością płyty (w kierunku prostopadłym do rys.2). U_{sw} jest współczynnikiem przenikania ciepła od powietrza w kanale „suchym” do powierzchni międzyfazowej w kanale „mokrym”, zaś h_{dx} współczynnikiem przejmowania masy odniesionym do różnicy zawartości wilgoci jako siły napędowej. Entalpia i jest entalpią powietrza wilgotnego.

Szczegóły wyprowadzenia powyższych równań można znaleźć w [4].

Równania (2.1 ÷ 2.4) pozwalają na określenie parametrów wylotowych strumieni powietrza z obu kanałów, jeżeli znane są ich parametry na wlocie. Wielkościami wejściowymi do obliczeń są: temperatura $t_{s,K}$, zawartość wilgoci w powietrzu $x_{s,K}$ (parametry powietrza na wlocie do schładzacza), narzucone strumienie masy \dot{m}_s i \dot{m}_m , zaś wielkościami poszukiwanymi parametry powietrza opuszczającego oba kanały, to znaczy $t_{s,0}$ oraz $t_{m,K}$ i $x_{m,K}$.

Brak wymiany wilgoci w kanale „suchym” oraz nawrócenie części schłodzonego strumienia powietrza do kanału „mokrego” dla schładzacza semi pośrednio-bezpośredniego implikują dodatkowe warunki, które musi spełniać rozwiązanie układu równań:

$$t_{m,0} = t_{s,0}; \quad i_{m,0} = i_{s,0}; \quad x_{s,K} = x_{s,0} = x_{m,0} \quad (2.6)$$

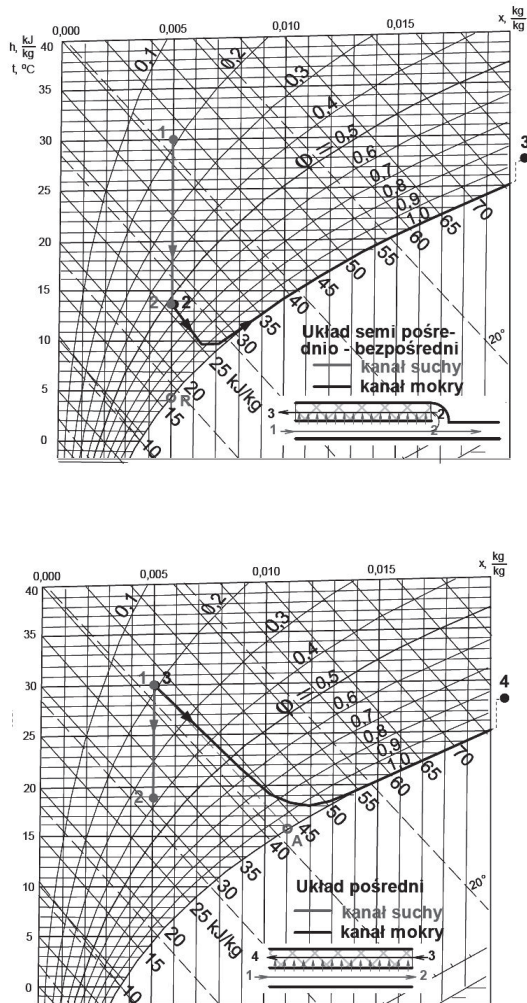
PRZYKŁADOWE WYNIKI OBLICZEŃ

Do rozwiązania przedstawionych powyżej równań opracowany został specjalny algorytm numeryczny z interfejsem użytkownika pozwalającym na wprowadzanie geometrii schładzacza i parametrów eksploatacyjnych. Rozwiązania uzyskiwane są drogą wielokrotnych iteracji – wewnętrznych dla każdego bilansowanego segmentu i zewnętrznych obejmujących bilans masy i energii całego schładzacza. Wyniki obliczeń wyprowadzane są zarówno w postaci numerycznej, jak i graficznej.

Przedstawione dalej w formie graficznej wyniki obliczeń zostały uzyskane dla schładzaczy o wysokości $H = 1$ m, szerokości $W = 1$ m i odległości pomiędzy płytami $\delta = 2$ mm. Założono, że płyty kanałów o grubości $\delta_{sc} = 0,25$ mm wykonane są z aluminium. Obliczenia przeprowadzono przy podziale wysokości wymiennika na $K = 25$ równych sekcji. Założono stałą we wszystkich prezentowanych dalej wynikach obliczeń prędkość przepływu w kanale „suchym” równą 3 m/s. Prędkość przepływu w kanale „mokrym” była wielkością zmienną.

We wszystkich prezentowanych dalej obliczeniach temperatura na wlocie do kanału „suchego” była równa 30°C, a zawartość wilgoci $x = 0,005 \text{ kg/kg}_{sp}$.

Rys.3 przedstawia przebieg zmian parametrów powietrza w kanałach „suchym” i „mokrym” dla dwóch analizowanych konstrukcji schładzacza. W obu przypadkach powietrze dostarczane do klimatyzowanego pomieszczenia (wylot z kanału „suchego”) ma niezmienną zawartość wilgoci równą zawartości wilgoci powietrza w otoczeniu. Układ semi pośrednio-bezpośredni pozwala na schłodzenie powietrza drogą ewaporacyjną do temperatury niższej, niż temperatura adiabatycznego nasycenia powietrza otaczającego. Teoretycznym limitem chłodzenia jest w tym przypadku temperatura punktu rosy, punkt R w lewej części rys. 3, podczas gdy w układzie pośrednim tym jest temperatura adiabatycznego nasycenia, punkt A w prawej części rysunku.



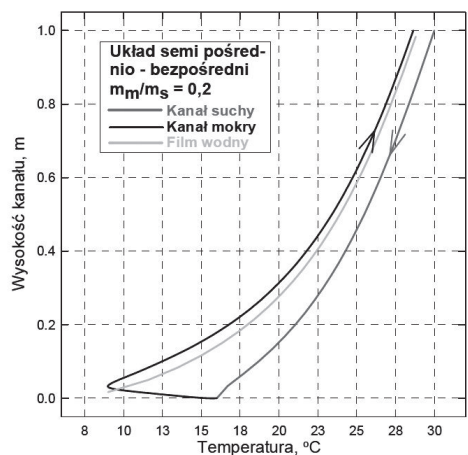
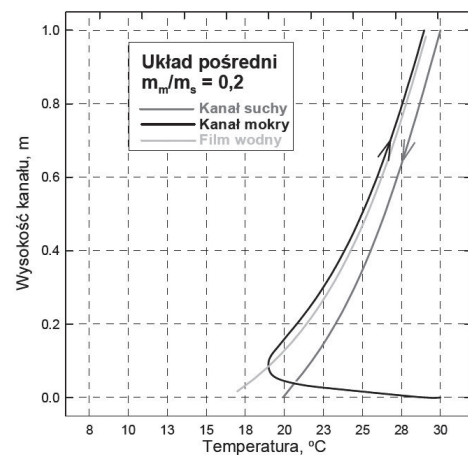
Rys. 3. Przebieg procesów w analizowanych schładzaczach zilustrowany na wykresach Molliera

Rysunki 4 i 5 przedstawiają porównanie rozkładów temperatury wzdłuż kanałów „suchego” i „mokrego” obu analizowanych schładzaczy dla dwóch różnych, ale równych w obu konstrukcjach stosunków strumieni masy powietrza w kanałach „suchym” i „mokrym”. Dodatkowo, na rysunkach naniesiono profile temperatury filmu wodnego pokrywającego ścianki kanałów „mokrych”.

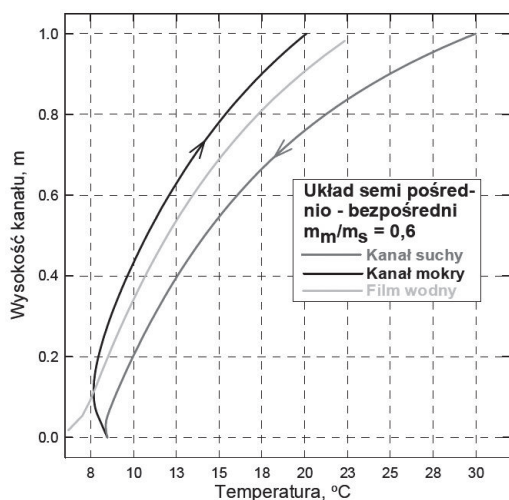
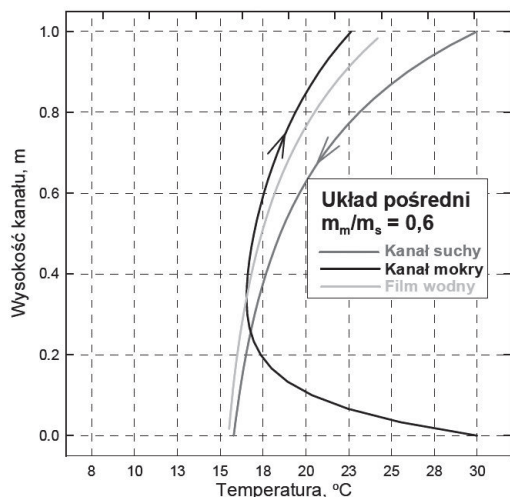
W obu przypadkach w układzie semi pośrednio-bezpośrednim uzyskujemy niższą temperaturę na wylocie z kanału „suchego”, przy czym zmienia się charakter przebiegu temperatury. Dla dużego strumienia masy powietrza w suchym profile temperatury są wypukłe i można wnioskować, że dalsze zwiększanie prędkości przepływu w kanale „mokrym” nie będzie powodować znaczących spadków temperatury w kanale „suchym”. Widać to wyraźnie na Rys. 6 przedstawiającym temperatury wylotowe z kanału suchego w funkcji względnego strumienia masy powietrza płynącego kanałem „mokrym”. Na rysunkach tych naniesiono także „moc chłodniczą” P urządzeń. Zdefiniowana jest ona jako iloczyn strumienia masy powietrza dostarczanego do klimatyzowanego pomieszczenia przez spadek entalpii strumienia w w kanale „suchym”:

$$P_{bezp} = \dot{m}_s (i_{s,K} - i_{s,o}); \quad P_{semi\ po\ so\ -bezp} = \dot{m}_s \left(1 - \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_s} \right) (i_{s,K} - i_{s,o}) \quad (3.1)$$

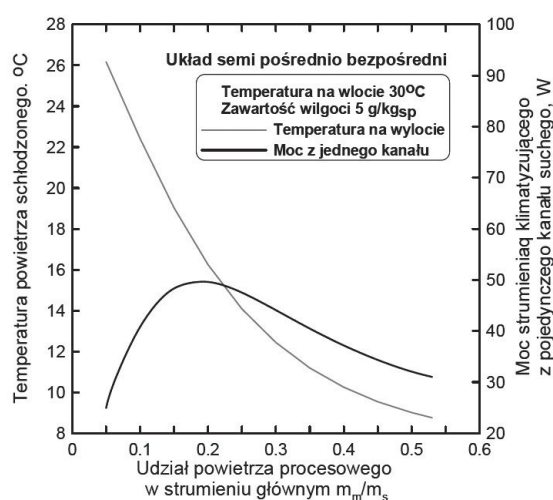
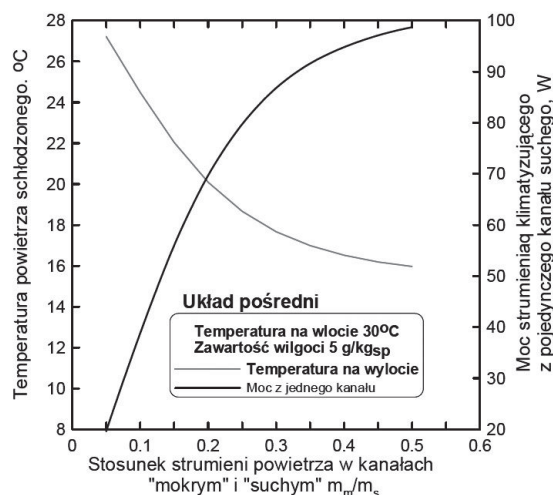
Dla układu semi pośrednio-bezpośredniego istnieje optymalny strumień masy powietrza w kanale „mokrym”, dla którego moc chłodnicza urządzenia osiąga maksimum



Rys. 4. Zależność rozkładów temperatury czynników w obu analizowanych schładzaczach dla małego strumienia masy powietrza w kanale „mokrym”



Rys. 5. Zależność rozkładów temperatury czynników w obu analizowanych schładzaczach dla dużego strumienia masy powietrza w kanale „mokrym”



Rys. 6. Zmiany temperatury wylotowej i mocy „chłodniczej” powietrza opuszczającego schładzacz w zależności od względnego strumienia masy powietrza w kanale „mokrym”

PODSUMOWANIE

W referacie przedstawiono prosty model matematyczny natryskowo-wyparnego schładzacza powietrza wykorzystywanego do bezpośredniej klimatyzacji. Zaproponowany opis matematyczny pozwala na szacowanie efektów pracy różnych rozwiązań konstrukcyjnych natryskowo-wyparnych chłodnic powietrza i sporządzanie ich charakterystyk roboczych.

Jakkolwiek przedstawiona analiza dotyczyła jedynie układów z prostymi kanałami szczelinowymi, to podana metoda z łatwością może być wykorzystana także dla innych konfiguracji geometrycznych wymiennika – kanałów ze ściankami pofalowanymi, kanałów o przekroju prostokątnym w układzie szachownicy czy też kanałów trójkątnych w układzie heksagonalnym itp. Zaproponowany opis matematyczny może też być przystosowany do modelowania współpracy analizowanego urządzenia z układami klimatyzacyjnymi z recyrkulacją, gdzie powietrze świeże mieszane jest z powietrzem powrotnym z klimatyzowanych pomieszczeń.

Przedstawiona analiza jest czysto teoretyczna. W chwili obecnej brak jest danych eksperymentalnych i dlatego dal-

szym etapem pracy powinna być weryfikacja doświadczalna uzyskanych wyników.

BIBLIOGRAFIA

1. Richard C.B.: *Development of an improved two-stage evaporative cooling system, Consultant Report prepared for California Energy Commission*, Copyright Davis Energy Group, 2004, P500-04-016
2. Rubik M.: *Ekologiczny, energooszczędny system chodzenia pomieszczeń świeżym powietrzem z wykorzystaniem pośredniego chodzenia przez odparowanie wody*, OXYCELL™ TECHNOLOGY KAMPMANN GMBH 49794 Lingen (Ems) Niemcy; <http://www.kampmann.pl/index.php?parent=90&idcat=90&subdicat=90&idlang=3>
3. Maisotsenko V.: *Thermodynamic discovery increases energy efficiency*, *Energy Services Bulletin*, Vol. 24, No. 3 June 2005, (biuletyn internetowy Western Power Administration of the US Department of Energy, <http://www.wapa.gov/es/pubs/ESB/2005/june/jun057b.htm>)
4. Pluta Z.: *Prosty model matematyczny natryskowo – wyparnej chłodnicy powietrza*, *Chłodnictwo*, 8 (2008) 8-13