

# DWUTLENEK WĘGLA JAKO ZAMIENNIK R 22 W DOMOWYCH URZĄDZENIACH KLIMATYZACYJNYCH

## Część 1

Artykuł był opublikowany w języku angielskim w oryginale jako: J. S. Brown, Y. Kim, P. Domanski: „Evaluation of Carbon Dioxide as R-22 Substitute for Residential Air-Conditioning”, *ASHRAE Transactions*, 2002, Vol. 108, Part 2, Paper No. HI-02-13-3. Copyrighted by the American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers

J. Steven BROWN, Catholic University of America, Washington  
Yongchan KIM, Korea University, Seoul

Piotr A. DOMANSKI, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg

## WSTĘP

W następstwie postanowień Protokołu Montrealskiego i kolejnych, związanych z nim regulacji prawnych, rozwój branży klimatyzacyjnej wszedł w fazę poszukiwania i wdrażania nowych czynników chłodniczych, w miejsce zawierających chlor substancji z grup CFC i HCFC. Znalazienie odpowiedniego zamiennika R 22, dotychczas najpowszechniej wykorzystywanego w klimatyzacji czynnika chłodniczego, okazało się poważnym wyzwaniem. Do roli tej pretendują bezchlorowe czynniki z grupy HFC i ich mieszaniny, spośród których zeotropowa mieszanina R 410A może okazać się płynem faworyzowanym z uwagi na bardzo zbliżoną efektywność pracy instalacji napełnionych tym czynnikiem, w porównaniu do układów z R 22. W ostatnich latach baczna uwaga z powodu możliwości zastąpienia nim czynnika R 22 zwrócono na dwutlenek węgla (CO<sub>2</sub>). Zainteresowanie nim wynika z własności ekologicznych – CO<sub>2</sub> w sposób naturalny występuje w atmosferze i posiada niższy potencjał tworzenia efektu cieplarnianego (GWP) niż substancje z grupy HFC, jak na przykład R 410A.

Jeśli wybór czynnika chłodniczego ma być zdeterminowany wymogiem złagodzenia efektu cieplarnianego, to należy wziąć pod uwagę zarówno bezpośredni wpływ samej substancji, jak i wpływ pośredni, wynikający ze zużycia energii napędowej przez napełnione nią urządzenie. Oddziaływanie czynnika związane jest ze zdolnością jego cząsteczek do zatrzymywania podczerwonego promieniowania Ziemi, gdy cząsteczki te zostaną wypuszczone do atmosfery. Wpływ zużycia energii polega na zatrzymywaniu tego promieniowania przez cząsteczki dwutlenku węgla, wyemitowanego do atmosfery w procesie spalania paliw kopalnych na potrzeby produkcji energii do napędu urządzenia klimatyzacyjnego. Zatem pośredni wpływ na tworzenie efektu cieplarnianego jest uzależniony od efektywności pracy układu. Oba wymienione składniki uwzględniane są w definicjach wskaźników, określających stopień przyczyniania się poszczególnych rozwiązań technicznych do tworzenia efektu cieplarnianego, takich jak TEWI (całkowity równoważnik tworzenia efektu cieplarnianego), czy LCCP (oddziaływanie na klimat w czasie życia urządzenia – „life cycle climate performance”). Calm (1993) wykazał, że w przypadku klimatyzatorów indywidualnych wpływ pośredni, wynikający ze zużycia energii jest o

wiele bardziej istotny niż bezpośrednio oddziaływanie czynnika chłodniczego. Dla klimatyzatora domowego o wydajności 8,8 kW, w zależności od przyjętego scenariusza (rozmiar wycieku czynnika, ilość godzin pracy urządzenia, sposób serwisowania, efektywność pracy klimatyzatora itp.), udział wpływu pośredniego kształtuje się na poziomie od 93,2 do 99,5 % całkowitej wartości wskaźnika TEWI. Analiza wykonana przez Sanda i in. (1997) również dowiodła dominującego udziału wpływu energochłonności urządzenia. Wyniki te wskazują, że klimatyzatory domowe, napełnione nowymi czynnikami chłodniczymi, powinny charakteryzować się efektywnością pracy zbliżoną do istniejących urządzeń.

Wymóg wysokiej efektywności staje się jeszcze bardziej oczywisty, gdy weźmie się pod uwagę regulacje prawne obowiązujące obecnie i możliwe do wprowadzenia w przyszłości, a zmierzające do podniesienia minimalnej efektywności klimatyzatorów domowych. W oparciu o przebieg debaty w sprawie opracowywanych aktualnie przepisów (DOE 2001), można spodziewać się podwyższenia minimalnej sezonowej efektywności zużycia energii (SEER) dla urządzeń domowych, z obecnego poziomu 10,0 do

12,0 lub 13,0, począwszy od 2007 roku.

W dostępnej literaturze, opracowań na temat wykorzystania CO<sub>2</sub> w domowych urządzeniach klimatyzacyjnych istnieje stosunkowo niewiele, w porównaniu z ilością analiz odnoszących się do klimatyzatorów samochodowych napełnionych dwutlenkiem węgla. Pośród opracowań teoretycznych, Bullock (1997) analizował pracę układu z CO<sub>2</sub> przy temperaturze na wejściu do chłodnicy gazu zmieniającej się w zakresie do wartości punktu krytycznego. Stwierdził on, że obieg CO<sub>2</sub> posiada mniejszą efektywność od obiegu R 22 o 30% w trybie chłodzenia i o 25% w trybie ogrzewania. W celu osiągnięcia porównywalnej do R 22 efektywności zalecił, aby układ z CO<sub>2</sub> wyposażać w rozprężarkę oraz znacznie ulepszone wymienniki ciepła i sprężarkę. Robinson i Groll (1998) przeprowadzili teoretyczne badania nadkrytycznego obiegu CO<sub>2</sub> z turbiną i bez niej, porównując jego pracę z tradycyjnym obiegiem R 22. Stwierdzili, że współczynnik wydajności chłodniczej (COP) obiegu CO<sub>2</sub> ze stuprocentową wewnętrzną wymianą ciepła wynosi od 72 do 80 % wartości współczynnika COP dla obiegu R 22, podczas gdy COP dla obiegu CO<sub>2</sub> z pełnym odzyskiem mocy i bez wewnętrznej wymiany ciepła kształtuje się na poziomie od 87 do 100 % współczynnika wydajności chłodniczej obiegu R 22, gdy temperatura parowania jest wyższa niż -25°C. Hwang i Radermacher (1998) porównali teoretyczne parametry tradycyjnego obiegu R 22 i obiegu nadkrytycznego CO<sub>2</sub> w trybie ogrzewania i chłodzenia wody. W swoim opracowaniu zawarli sugestię, że ogrzewanie wody bieżącej stanowi potencjalny obszar wykorzystania dwutlenku węgla, gdyż COP jego obiegu jest o około 10% większy niż dla R 22 i to w szerokim zakresie temperatury otoczenia. Przewaga CO<sub>2</sub> w zastosowaniach do ogrzewania wody jest konsekwencją dobrego dopasowania profilu zmiany temperatury w przeciwnych chłodnicach gazu.

Dostępne w literaturze badania eksperymentalne domowych klimatyzatorów z CO<sub>2</sub> dotyczą porównań prototypowych urządzeń napełnionych dwutlenkiem węgla z tradycyjnymi układami na R 22 lub R 410A. Aarlien i Frivik (1998) dokonali porównania z urządzeniem napełnionym R 22, zarówno w trybie chłodzenia, jak i ogrzewania. Układ z CO<sub>2</sub> zawierał mikrokanalowe wymienniki ciepła o tej samej pojemności czynnikowej, co wymienniki z rurkami żebrowanymi, zainstalowane w urządzeniu porównawczym. Współczynnik wydajności chłodniczej układu z CO<sub>2</sub> był o 0,5 do 14 % niższy niż dla R 22, a współczynnik COP w trybie ogrzewania okazał się o 3 do 14 % wyższy. Boewe i in. (1999) badali wpływ wewnętrznej wymiany ciepła pomiędzy przewodem cieczowym i ssawnym na pracę klimatyzatora z CO<sub>2</sub>. Zainstalowanie regeneracyjnego wymiennika ciepła przyczyniło się do podwyższenia zarówno wydajności chłodniczej, jak i współczynnika COP, lecz także i do wzrostu temperatury tłoczenia, ograniczającego parametry pracy urządzenia. Beaver i in. (1999a) przedstawili wyniki badań doświadczalnych prototypowego układu z CO<sub>2</sub> i dostępnego w handlu urządzenia z R 410A, przeprowadzonych w trybie chłodzenia. W instalacji z CO<sub>2</sub> zainstalowano mikrokanalowe wymienniki ciepła, podczas gdy układ napełniony R 410A wykorzystywał wymienniki z rurkami żebrowanymi, o tej samej pojemności. W temperaturze otoczenia 27,8°C, układ z CO<sub>2</sub> uzyskał współczynnik wydajności chłodniczej porównywalny do COP urządzenia z R 410A, zaś przy 35°C był on niższy o 10%. Spadki ciśnienia po stronie powietrza w wymiennikach urządzenia z CO<sub>2</sub> były niższe niż dla klimatyzatora z R 410A, przez co dla układu z CO<sub>2</sub> zanotowano wyższe natężenie przepływu powietrza, przy tej samej mocy napędowej wentylatorów. W nawiązaniu do tego opracowania, Richter i in. (2000) porównali pracę obu układów w trybie ogrzewania. W temperaturze otoczenia

8,3°C urządzenie z CO<sub>2</sub> charakteryzowało się do 6% niższym współczynnikiem COP i o około 13% wyższą wydajnością niż instalacja napełniona R 410A. Z kolei przy 16,7°C COP układu z CO<sub>2</sub> kształtował się na poziomie od 99 do 101 % współczynnika wydajności dla urządzenia z R 410A, podczas gdy wydajność grzejna CO<sub>2</sub> wynosiła od 93 do 105 % wydajności R 410A.

W przywołanych pracach eksperymentalnych uzyskano współczynnik COP dla układów z CO<sub>2</sub> na poziomie porównywalnym lub niższym niż dla urządzeń napełnionych czynnikiem R 22, bądź R 410A. W każdym przypadku, instalacja z CO<sub>2</sub> zawierała mikrokanalowe wymienniki ciepła o wysokiej sprawności, podczas gdy w układach porównawczych występowały tradycyjne parowniki i skraplacze, wyposażone w rurki żebrowane. Rozwiązania te faworyzują układy z CO<sub>2</sub>, gdyż ich wymienniki przewyższają sprawnością wymiany ciepła swoje tradycyjne odpowiedniki. Na przykład, Kim i Bullard (2001) porównując pracę mikrokanalowego i tradycyjnego skraplacza z rurkami żebrowanymi, stwierdzili, że przy tej samej wydajności nowsza konstrukcja zajmuje o 55% mniejszą objętość i posiada o 35% mniejszą masę. Oczywiście jest, iż rzetelne porównanie własności czynników chłodniczych powinno zostać przeprowadzone w oparciu o jednolite wyposażenie – w tym przypadku w każdym układzie powinny zostać zainstalowane wymienniki mikrokanalowe. Badania laboratoryjne układów z CO<sub>2</sub> i R 22, wyposażonych w takie aparaty, o konstrukcji zoptymalizowanej dla każdego płynu doprowadziłyby do bardziej miarodajnych wniosków. Analiza eksperymentalna jawi się metodą preferowaną, lecz również najbardziej czasochłonną i kosztowną. Jako alternatywę, w niniejszym opracowaniu przeprowadzono symulację pracy układów z dwutlenkiem węgla i czynnikiem R 22 w oparciu o półempiryczny model, który tłumaczy różnice w termodynamicznych i kinetycznych własnościach obu płynów i pozwala uwzględnić różną organizację prze-

plywu czynników w wymiennikach. W układzie z R 22 wykorzystano mikrokanałowe wymienniki ciepła dla CO<sub>2</sub>, o niezmięnionej konfiguracji po stronie powietrza, lecz z drogą przepływu czynnika zmodyfikowaną tak, aby uzyskać umiarkowane spadki ciśnienia R 22. Wszystkie istotne własności płynów i wielkości związane z konfiguracją układu zostały uwzględnione w modelu, a pominięcie niektórych parametrów uzasadniono. Autorzy ufają, że prezentowane podejście dostarcza wiarygodnej oceny własności CO<sub>2</sub> jako zamiennika czynnika R 22.

## MODELE WYKORZYSTANE DO SYMULACJI

### Założenia modelowe

Podobnie jak Brown i in. (2002), autorzy posłużyli się dwoma związanymi ze sobą modelami: **CYCLE-11.UA** i **CYCLE-11.UA-CO<sub>2</sub>**. **CYCLE-11.UA**, to model półempiryczny, przeznaczony do oceny pracy czynników chłodniczych i ich mieszanin w parowym obiegu sprężarkowym (Domanski i McLinden 1992; Domanski i in. 1994a). Umożliwia on przeprowadzenie symulacji dla wprowadzonych przez użytkownika profili zmian temperatury źródła dolnego i górnego. Modelowany układ zawiera sprężarkę, parownik, skraplacz, izentalpowy zawór rozprężny i regeneracyjny wymiennik ciepła. Parownik i skraplacz opisane są przez odpowiadające im wartości parametru  $UA$ , czyli iloczynu współczynnika przenikania ciepła ( $U$ ) i powierzchni wymiany ciepła ( $A$ ). Charakterystyczną wielkością wymiennika regeneracyjnego jest jego sprawność. Użytkownik wybiera dla parownika i skraplacza przepływ krzyżowy, przeciwprądowy, albo współprądowy oraz zadaje wartość przegrzania i dochłodzenia czynnika. W celu wyznaczenia termofizycznych własności płynu roboczego, model wykorzystuje podprogramy napisanego w języku FORTRAN programu REFPROP 7.0.

CYCLE-11.UA-CO<sub>2</sub> (Brown i Do-

manski 2000; Brown i in. 2002) stanowi adaptację modelu CYCLE-11.UA na potrzeby symulacji nadkrytycznego obiegu dwutlenku węgla. Wykorzystuje podprogramy Spana i Wagnera (1996) do obliczeń własności termodynamicznych, a przewodność cieplną i lepkość wyznacza według procedur Vesovica i in. (1990). Ponieważ część obiegu odbywa się w obszarze nadkrytycznym, spośród danych wejściowych należy podać ciśnienie w chłodnicy gazu. W opcji alternatywnej, model CYCLE-11.UA-CO<sub>2</sub> może dokonać optymalizacji ciśnienia w chłodnicy według kryterium maksymalnego współczynnika wydajności (COP).

Oba modele opierają się na tym samym algorytmie, tworzącym pętlę zależności termodynamicznych, z uwzględnieniem temperatury źródła dolnego i górnego oraz ograniczeń narzuconych przez zadane parametry. W przypadku parownika, skraplacza i chłodnicy gazu modele dążą do osiągnięcia zgodności pomiędzy różnicą temperatury ( $\Delta T$ ) obliczoną na podstawie temperatury czynnika chłodniczego i płynu znajdującego się pod drugiej stronie powierzchni wymiany ciepła z  $\Delta T$  wyznaczoną z prostego równania przenikania ciepła:

$$\dot{Q}_{hx} = \dot{m}_r \Delta i_r = UA \Delta T_{hx} \quad (1)$$

$\Delta T$  obliczona na podstawie temperatury mediów w wymienniku stanowi średnią harmoniczną z różnic temperatury w poszczególnych jego odcinkach (np. w odcinku dwufazowym i w strefie przegrzania czynnika), a współczynnikami wagi są udziały ilości ciepła przekazywanego w tych sekcjach. Nieliniowości w profilach zmian temperatury czynnika chłodniczego są następstwem podziału poszczególnych odcinków na mniejsze sekcje, dokonywanego w zależności od potrzeb (Domanski i McLinden 1992). Ocenę modeli CYCLE-11.UA i CYCLE-11.UA-CO<sub>2</sub> zawarto odpowiednio w pracach Domanskiego i in. (1994b) oraz Browna i Domanskiego (2000).

### Sprężarka

Na potrzeby modelu zaadaptowano z pracy Browna i in. (2002) empirycz-

ne zależności na sprawność objętościową i izentropową:

$$\eta_v = 0,8263 \left[ 1 - 0,09604 (\theta^{1/\gamma} - 1) \right] \quad (2)$$

$$\eta_s = 0,9343 - 0,04478 \theta \quad (3)$$

Równania te niekoniecznie opisują ściśle pracę dowolnej sprężarki, lecz raczej odzwierciedlają opinie wielu badaczy (np. Lorentzen i Pettersen 1993; Pettersen 1994), że niższy spręż prowadzi do wyższej sprawności sprężarki. Założenie to oznacza, że sprawność sprężarki CO<sub>2</sub> jest wyższa niż dla R 22, gdyż spręż  $\theta$  w układzie z CO<sub>2</sub> kształtuje się na poziomie od 2,0 do 2,5, podczas gdy w przypadku R 22 wynosi od 2,3 do 3,1 – w zależności od parametrów obiegu. Z drugiej strony, wyznaczone doświadczalnie wyższe sprawności sprężarek CO<sub>2</sub> niż dostępnych obecnie maszyn dla R 22 postrzegają się raczej jako następstwo różnic w ich konstrukcjach. Wobec tej kontrowersji, autorzy zdecydowali o posłużeniu się równaniami (2 i 3), jako zgodnymi z opracowaniami doświadczalnymi, w których sprężarki dwutlenku węgla okazały się mieć wyższą sprawność od maszyn dla R 22 i dającymi CO<sub>2</sub> uzasadnioną dobrą reputację.

### Wymienniki ciepła czynnik – powietrze (parownik, skraplacz, chłodnica gazu)

Wszystkie trzy aparaty, w których ma miejsce wymiana ciepła pomiędzy czynnikiem chłodniczym i powietrzem, charakteryzują się krzyżowym przepływem mediów. Wpływ własności termofizycznych na współczynnik przejmowania ciepła po stronie czynnika chłodniczego i na spadek ciśnienia w jego przepływie został ujęty w sposób relatywny. W początkowym punkcie symulacji zostaje zadana taka wartość iloczynu  $UA$ , która pozwala uzyskać realistyczną różnicę temperatury dwutlenku węgla i powietrza. Ponieważ całkowity opór przekazywania ciepła jest sumą oporu po stronie powietrza, oporu przewodzenia ciepła przez materiał wymiennika i oporu przejmowania ciepła po stronie czynnika ( $R_{hx} = R_{HTF} + R_{tube} + R_r$ ), to zachodzi następująca równość:

$$R_{HTF} + R_{tube} = \frac{1}{UA_{hx}} - \frac{1}{h_r A_r} \quad (4)$$

gdzie  $1/UA_{hx} = R_{hx}$ , a  $1/h_r A_r = R_r$ . Wartość lewej strony równania,

$$R_{HTF} + R_{tube}$$

zmienia się nieznacznie w założonym zakresie parametrów obiegu i nie zależy od rodzaju czynnika chłodniczego. Można ją obliczyć dla warunków początkowego punktu symulacji, z wykorzystaniem zadanych wartości  $UA_{hx}$  i  $A_r$  oraz wyznaczonego współczynnika przejmowania ciepła po stronie czynnika chłodniczego  $h_r$ . Następnie można wykorzystać uzyskaną wartość w innych parametrach pracy, czy dla innego czynnika chłodniczego, w celu obliczenia  $UA_{hx}$  z równania:

$$UA_{hx} = \frac{1}{R_{HTF} + R_{tube} + \frac{1}{h_r A_r}} \quad (5)$$

Powyższa procedura została wykorzystana do wyznaczenia iloczynu  $UA$  dla dwutlenku węgla i wybranego początkowego punktu pracy, w celu podstawienia tej wartości w dalszych symulacjach dla  $CO_2$  i R 22. Ten sposób opisu procesu przekazywania ciepła w wymiennikach zapewnia, że dla obu czynników opór wnikania ciepła po stronie powietrza jest taki sam, co jest o tyle istotne, że zwykle jest on dominującym składnikiem całkowitego oporu przenikania ciepła w tego typu aparatach. Jednocześnie, metoda ta uwzględnia różnice w wartości współczynnika przejmowania ciepła po stronie czynnika chłodniczego dla  $CO_2$  i R 22, przy różnych parametrach pracy.

W celu wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła po stronie czynnika, modele CYCLE-11.UA i CYCLE-11.UA- $CO_2$  wykorzystują korelacje dla przepływu czynnika wewnątrz rur. W przypadku wrzenia w przepływie jest to korelacja Kandlikara (1990). Kandlikar opracował swój model dla typowych rur i tradycyjnych czynników chłodniczych, jednakże Pettersen i in. (2000) wykazali, że przewidywania korelacji Kandlikara (1990) są najdokładniejsze także dla wrzenia  $CO_2$  w obszarze podkrytycz-

nym, w wymiennikach mikrokanałowych. Zaproponowali przyjęcie wartości parametru czynnikowego, występującego w tej korelacji, równego 1, z powodu podobieństwa własności termofizycznych wody i dwutlenku węgla.

Cavallini i in. (2000) wykazali, że w przypadku współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania, najlepsze rezultaty przynosi wykorzystanie korelacji Shaha (1979). Również Eckels i in. (1998) podali, że przewidywania korelacji Shaha wykazują dobrą zgodność z danymi eksperymentalnymi dla różnorodnych płynów, w tym R 22. Dlatego podczas wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła przy skraplaniu model CYCLE-11.UA wykorzystuje korelację Shaha (1979). Z kolei w przypadku chłodnicy dwutlenku węgla, autorzy kierując się wnioskami z pracy Pitli i in. (1998) zaimplementowali w modelu CYCLE-11.UA- $CO_2$  równania korelacji Krasnoszczekowa i in. (1969), które można znaleźć w publikacji Browna i in. (2002). Na potrzeby symulacji, chłodnica gazu, skraplacz i parownik zostały podzielone na 30 odcinków o równym przyroście temperatury, dla których obliczane były lokalne współczynniki przekazywania ciepła. Średnią z tych wartości dla danego wymiennika uważa się za średni współczynnik przenikania ciepła w tym aparacie.

Spadki ciśnienia w wymiennikach ciepła wyznaczane są w sposób relatywny, podobnie jak w przypadku wartości iloczynu  $UA$  (Domanski i in. 1994a). Ponieważ zarówno gravitacyjna jak i przyspieszeniowa składowa spadku ciśnienia są małe, model uwzględnia jedynie składową tarciovą. W celu obliczenia spadku ciśnienia w przepływie dwufazowym (podczas wrzenia  $CO_2$  i R 22 oraz skraplania R 22), zaadaptowano tarciovą człon zmodyfikowanej korelacji Pierre'a (Choi i in. 1999). W przypadku chłodzenia  $CO_2$  w obszarze nadkrytycznym model wykorzystuje klasyczną korelację Blasiusa, w której współczynnik tarciovą dla turbulentnego przepływu jednofazowego  $f = 0,184 Re^{-0,2}$ , jak podano w pracy Kakaça i Liu (1998). Model CYCLE-11.UA- $CO_2$  oblicza spadek

ciśnienia dla każdego z 30 odcinków chłodnicy gazu. Całkowity spadek ciśnienia stanowi sumę tych jednostkowych spadków.

### Regeneracyjny wymiennik ciepła

Wymiennik ciepła pomiędzy przewodem cieczowym i ssawnym charakteryzuje się przeciwprądową organizacją przepływu mediów i zadaną przez użytkownika sprawnością. Spadki ciśnienia po obu stronach regeneracyjnego wymiennika ciepła są określane w ten sam sposób, jak dla chłodnicy dwutlenku węgla.

### Zawór rozprężny

Oba modele uwzględniają istnienie w obiegu zaworu rozprężnego o zmiennym stopniu otwarcia, realizującego proces izentalpowego dławienia. Dla R 22 symulowana jest praca termostatycznego zaworu rozprężnego, dzięki utrzymywaniu stałego przegrzania i dochłodzenia czynnika na poziomie  $5^{\circ}C$ . W przypadku  $CO_2$ , oddawanie ciepła z obiegu odbywa się zwykle w obszarze nadkrytycznym. Z tego względu nie można określić dochłodzenia czynnika za chłodnicą, a w zależności od ciśnienia dwutlenku węgla w tym aparacie realizowane mogą być obiegi nadkrytyczne o różnym współczynnikiem wydajności COP. Zasady optymalnego doboru tego ciśnienia ze względu na maksimum COP zostały przedyskutowane przez Pettersena (1994), a następnie, między innymi w pracy McEnaney i in. (1999) zaakcentowano praktyczne ograniczenia ciśnienia gazu w chłodnicy, podyktowane limitem wytrzymałości materiałów sprężarki na temperaturę tłoczonego gazu, której graniczną wartość ustanowiono na poziomie  $140^{\circ}C$ . Uwzględniając te wnioski, model CYCLE-11.UA- $CO_2$  dopuszcza następujące opcje dla ciśnienia dwutlenku węgla w chłodnicy: 1- wartość zadana, 2- optymalizacja ze względu na maksimum COP, 3- optymalizacja ze względu na COP z ograniczeniem temperatury tłoczenia do  $140^{\circ}C$ .

cdn...

**OZNACZENIA**

- A – pole powierzchni [m<sup>2</sup>]
- D<sub>H</sub> – średnica hydrauliczna kanału czynnikowego [mm]
- h – średni współczynnik przejmowania ciepła [kW/m<sup>2</sup>K]
- i – entalpia właściwa [kJ/kg]
- L – długość wymiennika ciepła [m]
- m – masowe natężenie przepływu [kg/s]
- n – liczba kanałów czynnikowych w sekcji wymiennika
- N – liczba sekcji wymiennika
- P – ciśnienie [kPa]
- P<sub>t</sub> – średnica kanału czynnikowego [mm]
- Q̇ – strumień przekazywanego ciepła [kW]
- R – opór przepływu ciepła [K/kW]
- T – temperatura [°C]
- U – współczynnik przenikania ciepła [kW/m<sup>2</sup>K]
- V – objętość [m<sup>3</sup>]

**Symbole greckie:**

- η – sprawność
- θ – spręż

**Indeksy:**

- HTF – medium zewnętrzne (powietrze)
- hx – wymiennik ciepła
- r – czynnik chłodniczy
- s – izentropowy
- sat – w warunkach nasycenia
- tube – rura
- V – objętościowy

**LITERATURA:**

Aarlien, R., and P.E. Frivik. 1998. Comparison of practical performance between CO<sub>2</sub> and R-22 reversible heat pumps for residential use. Proceedings of Natural Working Fluids, IIR-Commission 2, Oslo, Norway, pp. 388-398.

Beaver, A.C., J.M. Yin, C.W. Bullard, and P.S. Hrnjak. 1999a. Experimental and model study of the heat pump/air conditioning systems based on transcritical cycle with R744. Proceedings of 2th International Congress of Refrigeration,

Paper No. 434.

Beaver, A.C., J.M. Yin, C.W. Bullard, and P.S. Hrnjak. 1999b. An experimental investigation of transcritical carbon dioxide systems for residential air conditioning. ACRCCR-18.

Boewe, D., J.M. Yin, Y.C. Park, C.W. Bullard, and P.S. Hrnjak. 1999. The role of suction line heat exchanger in transcritical R744 mobile A/C systems. SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, Paper No. 1999-01-0583.

Brown, J.S. and P.A. Domanski. 2000. Semi-theoretical simulation model for a transcritical carbon dioxide mobile A/C system. SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, Paper 2000-01-0985.

Brown, J.S., S. Yana-Motta, and P.A. Domanski. 2002. Analysis of an automotive air conditioning system operating with CO<sub>2</sub> and R134a. International Journal of Refrigeration 25: 19-32.

Bullock, C.E. 1997. Theoretical performance of carbon dioxide in subcritical and transcritical cycles. ASHRAE/NIST Refrigerant Conference, Refrigerants for the 21st Century, pp. 20-26. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Calm, J.M. 1993. Comparative global warming impacts of electric vapor-compression and direct-fired absorption equipment. Report TR-103297, Electric Power Research Institute (EPRI), Palo Alto, CA, USA.

Cavallini, A., D. Del Col, L. Doretti, G.A. Longo, and L. Rossetto. 2000. Condensation of refrigerants inside plain and enhanced tubes. Proceedings of 3 European Thermal Sciences Conference, pp. 51-60.

Choi, J.Y., M.A. Kedzierski, and P.A. Domanski. 1999. A generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation of alternative refrigerants in smooth and micro-fin tubes. NISTIR 6333, U.S. Department of Commerce,

Washington, D.C.

Domanski, P.A. and M.O. McLinden. 1992. A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures. International Journal of Refrigeration 15(2): 81-88.

Domanski, P.A., D.A. Didion, W.J. Mulroy, and J. Parise. 1994a. A simulation model and study of hydrocarbon refrigerants for residential heat pump systems. Proceedings of the IIR Conference on New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hanover, Germany, pp. 339-354.

Domanski, P.A., W.J. Mulroy, and D.A. Didion. 1994b. Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures. Part 2: A computer simulation. International Journal of Refrigeration 17(4): 226-230.

Domanski, P.A., Didion, D.A., and Doyle, J.P. 1994c. Evaluation of suction line - liquid line heat exchange in the refrigeration cycle. International Journal of Refrigeration 17(7): 487-493.

Eckels, S. J., B. Tesene, and Q. Wang. 1998. In-tube condensation of refrigerants in smooth and enhanced tubes. ASHRAE New Investigator Project. DOE. 2001. Federal Register, Vol. 66, No. 143.

Hwang, Y., and R. Radermacher, 1998. Theoretical evaluation of carbon dioxide refrigeration cycle. HVAC&R Research 4(3): 245-263.

Kaka, S., and H. Liu. 1998. Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design. Boca Raton, Florida: CRC Press.

Kandlikar, S.G. 1990. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. ASME Journal of Heat Transfer 112: 219-228.

Kim, M.H., and C.W. Bullard. 2001. Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers. Submitted to Journal of Energy Reso-

- urces Technology.
- Krasnoshchekov, E.A., I.V. Kuraeva, and V.S. Protopopov. 1969. Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions. *Teplofizika Wysokikh Temperatur* 7(5): 922-930. (English Translation: *High Temperature (USSR)* 7(5): 856-86.)
- Lorentzen, G., and J. Pettersen. 1993. A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *International Journal of Refrigeration* 16(1): 4-12.
- McEnaney, R.P., Y.C. Park, J.M. Yin, and P.S. Hrnjak. 1999. Performance of the prototype of a transcritical R744 mobile A/C system. SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, Paper No. 1999-01-0872.
- Pettersen, J. 1994. An efficient new automobile air-conditioning system based on CO<sub>2</sub> vapor compression. *ASHRAE Transactions* 100(2): 657-665.
- Pettersen, J. 1999. Carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) as a primary refrigerant. London: Centenary Conference of the Institute of Refrigeration.
- Pettersen, J., R. Rieberer, and S.T. Munkejord. 2000. Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO<sub>2</sub> in microchannel tubes. Final Technical Report for the United States Army, European Research Office of the U.S. Army, London, England.
- Pitla, S.S., D.M. Robinson, E.A. Groll, and S. Ramadhyani. 1998. Heat transfer from supercritical carbon dioxide in tube flow: A critical review. *HVAC&R Research* 4(3): 281-301.
- Richter, M.R., S.M. Sing, J.M. Yin, M.H. Kim, C.W. Bullard, and P.S. Hrnjak. 2000. Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for residential application. Proceedings of 4th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, pp.9-16.
- Robinson, D.M., and E.A. Groll. 1998. Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine. *International Journal of Refrigeration* 21(7): 577-589.
- Sand, J.R., S.K. Fischer, and V.D. Baxter. 1997. Energy and global warming impacts of HFC refrigerants and emerging technologies. Alternative Fluorocarbons Environmental Acceptability Study (AFEAS) and U.S. Department of Energy (DOE), Washington, DC.
- Shah, M.M. 1979. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22(4): 547-556.
- Span, R., and W. Wagner. 1996. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 25(6): 1509-1596.
- Vesovic, V., W.A. Wakeham, G.A. Olchowy, J.V. Sengers, J.T.R. Watson, and J. Millat. 1990. The transport properties of carbon dioxide. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 19(3): 763-808.

Tłumaczenie:

**Waldemar TARGAŃSKI**