WYDAJNOŚĆ ZOPTYMALIZOWANEJ KONSTRUKCJI PAROWNIKA OŻEBROWANEGO **DLA WYBRANYCH CZYNNIKÓW** I JEGO WPŁYW NA EFEKTYWNOŚĆ URZADZENIA

Piotr A. DOMANSKI*) **David YASHAR Minsung KIM**

Artykuł stanowi rozszerzoną wersję referatu "Performance of HC and HFC refrigerants in a finned-tube evaporator and its effect on system efficiency", zaprezentowanego na konferencji: 6th Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Glasgow, UK, 2004. Artykuł został opublikowany w International Journal of Refrigeration, Vol. 28, 2005, str. 820-827, publikowany za zgodą wydawnictwa *Elsevier*.

Oznaczenia

COP	-	współczynnik wydajności
		chłodniczej
G	-	prędkość masowa,
		$kg/(m^2 \cdot s)$
GWP	-	potencjał tworzenia efektu
		cieplarnianego
h	-	entalpia właściwa, kJ/kg
h_{fg}	-	jednostkowa entalpia paro-
		wania, kJ/kg
k	-	współczynnik przewodze-
		nia ciepła, W/(m ² ·K)
m_r	-	strumień masy czynnika
		chłodniczego, kg/h
P	-	ciśnienie, kPa
\mathcal{Q}	-	całkowita wydajność, kW
Q_l	-	wydajność chłodnicza uta-
-		jona; część całkowitej wy-
		dajności chłodniczej odpo-
		wiadająca wykropleniu pary
		wodnej, kW
s^*	-	znormalizowana entropia
		właściwa, J/(kg·K)
T_{sat}	-	temperatura nasycenia na
501		wylocie z parownika, °C
x	-	stopień suchości
μ	-	lepkość dynamiczna, μPa·s
ρ	-	gęstość, kg/m ³
Indeks	sy c	lolne
f	-	ciecz nasycona
g	-	para nasycona

wlot do parownika out wylot z parownika

1. WSTĘP

in

Nasilające się obawy związane ze zmianą klimatu prowadzą do pojawienia się nowego priorytetu mającego istotny wpływ na konstrukcję konwencjonalnych systemów, wymagającego, aby były one wysokosprawne oraz energooszczędne przy zadanych kosztach produkcji. Ten nowy priorytet wiąże się z preferencją do stosowania czynników o niskim potencjale tworzenia efektu cieplarnianego (GWP) przy pozostałych warunkach niezmienionych. Biorąc pod uwagę to, że pośredni wkład urządzenia do zmian klimatu (czyli emisja CO₂ ze spalania paliw w elektrowniach wytwarzających energię elektryczną do napędu urządzeń) dominuje w większości zastosowań, jest rzeczą niezwykle istotną, aby dokładnie ocenić efektywność różnych płynów roboczych, a zwłaszcza ich potencjalną efektywność w zoptymalizowanym sprzęcie. Zasadniczym celem niniejszej pracy jest opracowanie zoptymalizowanego układ krążenia w parowniku ożebrowanym dla czynników: R-600a (izobutanu), R-290 (propanu), R-134a, R-22, R-410A oraz R-32, a także dokonanie analizy jego wpływu na efektywność urządzenia dla tych czynników.

Prace badawcze dotyczące optymalizacji ożebrowanych wymienników ciepła zazwyczaj dotyczyły oceny pracy wężownic dla różnych wybranych wariantów krążenia czynnika chłodniczego. Dla przykładu, Casson i in. [1] zaprezentowali symulację, na podstawie której ocenili efektywność czynników alternatywnych dla R-22 w zoptymalizowanym skraplaczu oraz ich wpływ na efektywność całego urządzenia chłodniczego. Rezultaty ich badań wskazują, że wysokociśnieniowe czynniki chłodnicze mogą być zastosowane znacznie bardziej efektywnie dla dużych strumieni masy, niż czynnik R-22, z powodu ich niższego spadku temperatury nasycenia dla zadanego spadku ciśnienia. Wyniki tych badań znalazły również potwierdzenie w pracach Cavalliniego i in. [2], którzy przedstawili dane w zakresie wymiany ciepła przy skraplaniu dla różnych płynów dla tej samej wartości tzw. współczynnika niedoskonałości (ang.: penalty factor), który uwzględnia spadek temperatury nasycenia

^{*)} Corresponding author; Building and Fire Research Laboratory, National Institute of Standards and Technology,

¹⁰⁰ Bureau Drive, Stop 8631, Gaithersburg, MD 20899-8631, USA; tel.: +1 301 975 5877; fax: +1 301 975 8973; piotr.domanski@nist.gov.

czynnika podczas skraplania w przepływie. Liang i in. [3] badali sześć wybranych konfiguracji przepływu czynnika za pomocą modelu symulacyjnego. Stwierdzili oni, że możliwe jest zaoszczędzenie 5% powierzchni wymiany ciepła, o ile zastosuje się odpowiednią konfigurację krążenia czynnika chłodniczego.

Granryd i Palm [4] opracowali studium analityczne optymalnej liczby równoległych sekcji przepływowych w parowniku i zaprezentowali swoje wyniki w zakresie spadku temperatury nasycenia czynnika chłodniczego. Stwierdzili oni, że dla zapewnienia optymalnej pracy parownika, spadek temperatury nasycenia powinien wynosić 33% średniej różnicy temperatur pomiędzy temperaturą czynnika chłodniczego a temperaturą ścianki, jakkolwiek ich wyniki zależą od dobranych zależności korelacyjnych na wymianę ciepła oraz spadek ciśnienia.

2. CZYNNIKI CHŁODNICZE DO-BRANE DO ANALIZY

W Tabeli 1 zamieszczono dane prezentujące własności czynników chłodniczych dobranych do analizy - w kolejności odpowiadającej ich ciśnieniu nasycenia dla temperatury nasycenia 7.0 °C. Przedstawione czynniki posiadają znacząco odmienne własności. Współczynnik przewodzenia ciepła oraz lepkość cieczy analizowanych czynników, które są najbardziej decydującymi własnościami pod względem wymiany ciepła oraz spadku ciśnienia, różnią się odpowiednio o 15% oraz 110%. Jednak największe różnice występują w zakresie własności termo-



Rys. 1. Wykresy własności analizowanych czynników w układzie współrzędnych temperatura-entropia (wartości entropii zostały znormalizowane w zakresie obszaru dwufazowego, czyli $s_t^* = 0$ oraz $s_a^* = 1$)

dynamicznych: gęstość pary różni się 7-krotnie, wartości dT_{sat}/dP różnią się około 4.6-krotnie, zaś wartości jednostkowej entalpii parowania różnią się o około 80%. Te wielkości są zależne od temperatury krytycznej czynnika oraz kształtu obszaru dwufazowego. Mają one wpływ na dobór optymalnej wartości strumienia masy czynnika chłodniczego krążącego w obiegu oraz, jak to przedstawiono w dalszej części pracy, na wartość COP dla obiegu parowego sprężarkowego urządzenia chłodniczego. Na Rys. 1 przedstawiono wykresy w układzie temperatura-entropia, stosując znormalizowaną skalę entropii, aby ułatwić jakościowe porównanie wpływu własności termodynamicznych na wartość COP dla wybranych czynników chłodniczych.

3. NARZĘDZIA SYMULACJI ORAZ OPTYMALIZACJI

W niniejszej pracy zastosowaliśmy model symulacji parownika EVAP z pakietu symulacyjnego opracowanego w NIST o nazwie EVAP-COND [9]. Symulacja pracy wymiennika ciepła przez EVAP jest dokonywana według schematu "rura po rurze" (ang.: tubeby-tube scheme), co pozwala użytkownikowi dokonać wyboru dowolnej drogi przepływu czynnika oraz jednowymiarowy rozkład przepływu powietrza wlotowego. Program ten traktuje każdą z rur jako niezależną jednostkę, dla której obliczana jest wymiana ciepła. Jeśli przepływ czynnika chłodniczego wewnątrz rury zmienia się z przepływu dwufazowego na przepływ pary przegrzanej, w modelu obliczany jest punkt, w którym ta zmiana się do-

czynnik	P_g	$ ho_f$	$ ho_g$	h_{fg}	k_{f}	μ_f	dT _{sat} /dP	kod bezpie-	GWP^{b}
	kPa	kg/m ³	kg/m ³	kJ/kg	W/(m·K)	µPa∙s	K/kPa	czeństwa ^a	(100 a)
R600a	199.5	5.34	572.2	348.2	0.0958	183.05	0.1477	A3	20
R134a	374.6	18.32	1271.3	193.2	0.0889	243.88	0.0770	A1	1320
R290	584.4	12.69	519.0	364.5	0.1024	116.89	0.0585	A3	20
R22	621.5	26.35	1257.3	199.3	0.0916	200.13	0.0516	A1	1780
R410A	995.0	38.19	1141.7	212.6	0.1056	154.92	0.0329	A1/A1	2000
R32	1011.5	27.56	1030.6	304.0	0.1398	139.24	0.0322	A2	543

^a Dane zaczerpnięto z [6], ^b Dane zaczerpnięto z [7,8].



konuje, a zarazem są wykorzystywane stosowne zależności korelacyjne opisujące wymianę ciepła i spadek ciśnienia - odpowiednie dla odpowiednich odcinków tej rury.

Dla celów niniejszej pracy w programie EVAP zostały przeanalizowane oraz uaktualnione zależności korelacyjne opisujące wymianę ciepła i spadek ciśnienia po stronie czynnika chłodniczego. Mając do wyboru wiele różnych dobrych zależności, zastosowano uaktualnioną korelację autorów: Kattan-Thome-Favrat [10], opracowaną dla wymiany ciepła przy wrzeniu w przepływie. W obliczeniach spadku ciśnienia wybrano korelację autorów: Müller-Steinhagen i Heck [11]. Ta korelacja jest oceniana jako jedna z dwóch najlepszych zależności - wedle oceny dokonanej przez Ould Didi i in. [12], a obejmującej porównanie siedmiu zależności z 788 danymi pomiarowymi dotyczącymi dwóch różnych średnic rur oraz pięciu czynników chłodniczych, niezależnie od konfiguracji przepływu. Porównaliśmy również dziewięć korelacji z wynikami obliczeń wykonanymi w oparciu o zmodyfikowaną korelację Pierre'a [13], którą z powodzeniem zastosowano dla danych w zakresie spadku ciśnienia w procesach wrzenia i skraplania uzyskanych w trzech niezależnych laboratoriach badawczych, a obejmujących siedem czynników chłodniczych oraz dwie średnice rur. Na Rys. 2 pokazano, że korelacja Müllera-Steinhagena i Hecka zgadza się bardzo dobrze ze zmodyfikowaną korelacją Pierre'a. W porównaniu z korelacja Müllera-Steinhagena i Hecka, korelacja Pierre'a ma jednak tę wadę, że nie jest możliwa do zastosowania w przepływach adiabatycznych. Ponadto, według korelacji Pierre'a można obliczyć całkowity spadek ciśnienia w wymienniku ciepła, natomiast nie można obliczyć lokalnego spadku ciśnienia, zwłaszcza w zakresie wysokich stopni suchości, odpowiadających stanom zbliżonym do linii nasycenia.

Aby uzyskać wartości obliczeniowe wydajności parownika zoptymalizowanego oddzielnie dla każdego z czynników chłodniczych, wykonano obliczenia symulacyjne, wykorzystując nowe oprogramowanie symulacyjne określane jako inteligentny system projektowania wymienników ciepła ISHEDI (ang.: Intelligent System for Heat Exchanger Design) [14]. System ten obejmuje model obliczeniowy parownika EVAP, moduł kontrolny, a także dwa inne moduły obliczeniowe: moduł ewolucyjny oparty na bazach danych oraz moduł ewolucyjny oparty na uczeniu się symbolicznym. Te dwa moduły pozwalają na określenie uczącego się procesu ewolucyjnego określanego jako LEM (ang.: Learnable Evolution Model) [15]. Nowością w zakresie metody LEM jest to, iż obejmuje ona kombinację dwóch konwencjonalnych programów ewolucyjnych z zastosowaniem niedarwinowskich ewolucyjnych metod obliczeniowych wykorzystujących uczenie się symboliczne. Konsekwentnie z konwencjonalnymi metodami obliczeń ewolucyjnych, system ISHEDI działa na pojedynczej populacji (generacji) układu krążenia czynnika chłodniczego. Ilość populacji poddanej analizie oraz ilość członków populacji (czyli układów krążenia czynnika w danej populacji) są zadawane przez użytkownika na początku uruchamiania obliczeń optymalizacyjnych. Każdy z członków populacji

Tabela 2. Dane konstrukcyjne analizowanego parownika						
wielkość	jednostka	wartość				
długość rury	mm	500				
średnica wewnętrzna rury	mm	9.2				
średnica zewnętrzna rury	mm	10.0				
podziałka rozstawu rur	mm	25.4				
odległości pomiędzy rurami w rzędzie	mm	22.2				
liczba rur w rzędzie		12				
ilość rur wzdłuż przepływu powietrza		3				
grubość żebra	mm	0.2				
podziałka ożebrowania	mm	2.0				
powierzchnia wewnętrzna rury		gładka				
geometria ożebrowania		lamele				
strumień objętości powietrza	m ³ /min	25.5				

jest analizowany przez EVAP, który dokonuje obliczeń symulacyjnych wydajności i dostarcza informacji o wydajności chłodniczej w postaci pojedynczej liczby określającej jej dopasowanie (ang.: fitness value). Układy krążenia czynnika oraz liczby określające ich dopasowanie są zwracane do modułu kontrolnego jako wartości wejściowe do wyprowadzenia następnej generacji układów. Zatem zastosowany proces odbywa się w cyklu zamkniętym i jest on powtarzany dla ilości populacji podanej przez użytkownika przy uruchamianiu procedury obliczeniowej.

4. WYDAJNOŚCI PAROWNIKA DLA WYBRANYCH CZYNNIKÓW CHŁODNICZYCH

W Tabeli 2 zamieszczono dane dotyczące konstrukcji parownika przyjęte we wszystkich obliczeniach prowadzonych w ramach niniejszej pracy. Parametry powietrza chłodzonego są następujące: temperatura według termometru suchego 26.7 °C, wilgotność względna 50%. Warunki czynnika chłodniczego na wlocie były określone w postaci zadanej temperatury nasycenia oraz dochłodzenia na wlocie do rozdzielacza czynnika, który również został uwzględniony w obliczeniach symulacyjnych. We wszystkich obliczeniach przyjęliśmy dochłodzenie ciekłego czynnika wynoszące 5.0 K. Przy zadanych parametrach na wlocie oraz warunkach otoczenia, program EVAP dokonywał obliczeń iteracyjnych strumienia masy czynnika chłodniczego tak, aby uzyskać przegrzanie wynoszące 5.0 K na wylocie z parownika dla określonej temperatury nasycenia na jego wylocie. Pierwszym zadaniem obliczeń symulacyjnych było uzyskanie wydajności chłodniczej parownika dla każdego z czynników chłodniczych dla zadanej temperatury na wylocie z parownika, wynoszącej 7.0 °C. Z uwagi na znaczące różnice we własnościach czynników chłodniczych, układ krążenia czynnika musi być zoptymalizowany dla każdego z nich. Obliczenia rozpoczęliśmy poprzez ręczne dobranie pię-



Rys. 3. Układy krążenia czynnika dobrane ręcznie o liczbie biegów: 1.5, 2, 3 oraz 4 (widok boczny; kółka oznaczają rury; ciągłe linie oznaczają kolana powrotne z przedniej strony wymiennika, linie kreskowane oznaczają powrotne kolana z przeciwległej strony, zapełnione kółka oznaczają rury wylotowe)

ciu podstawowych konfiguracji, obejmujących 1, 1.5, 2, 3 oraz 4 przepływy czynnika; cztery spośród tych konfiguracji przedstawiono na Rys. 3. Następnie, zastosowaliśmy system ISHE-DI do następnych optymalizacji dla pozostałych czynników chłodniczych, określając 15 wersji w każdej populacji oraz 300 populacji w każdym zadaniu optymalizacyjnym. Takie zadanie zawierało 4 500 odwołań do programu EVAP. Układy z ilością biegów: 1.5, 2, 3 oraz 4, zostały wprowadzone jako układy "zarodkowe" w pierwszej populacji. Pozostałe 11 układów pierwszej populacji opracowano za pomocą systemu ISHE-DI.



Rys. 4. Wydajnosci parownika dla recznie dobranych ukladów krazenia oraz ukladów zoptymalizowanych za pomoca systemu ISHEDI



Rys. 5. Układy o liczbie biegów: 1.5, 3 oraz 4 zoptymalizowane przez system ISHED1

Na Rys. 4 przedstawiono wyniki obliczeń wydajności chłodniczej dla zadanych wstępnie układów o liczbie biegów 1, 1.5, 2, 3 oraz 4, a następnie układów zoptymalizowanych przy pomocy systemu ISHED1. Dla każdego z czynników chłodniczych, układ opracowany za pomocą ISHED1 był wydajniejszy od najlepszych wstępnie zadanych układów. Dla czynników R-32, R-410A, R-290 oraz R-22, za pomoca systemu ISHED1 opracowywano indywidualnie zoptymalizowane układy oparte na układzie 1.5-biegowym. Jakkolwiek każdy z tych układów posiadał nieco inny wygląd, symulacje wykonane przy pomocy programu EVAP potwierdziły, że były one jednakowe pod względem wydajności. Z tego powodu, układ 1.5-biegowy opracowany jedynie dla czynnika R-410A za pomocą systemu ISHEDI został dalej zastosowany dla czynników R-32, R-410A, R-290 oraz R-22. Dla czynników R-134a oraz R-600a, określono za pomocą systemu ISHEDI układy 3-biegowe oraz 4-biegowe. Na Rys. 5 przedstawiono układy z ilością biegów: 1.5, 3 oraz 4, opracowane za pomocą systemu ISHED1.

Wyniki symulacji wykonane przy pomocy programu EVAP dla parowników o zoptymalizowanej geometrii w oparciu o system ISHED1 zamieszczono w Tabeli 3. W celu wykonania analizy porównawczej, czynnik R-22 wybrano jako płyn bazowy. Dla czynnika R-600a osiągnięto najniższą wydajność na poziomie 9.5% poniżej wartości dla czynnika R-22, zaś dla czynnika R-32 osiągnieto największą wydajność, przekraczającą o 14.5% wartości dla czynnika R-22. Warto zauważyć, iż niskociśnieniowe czynniki, takie jak R-600a oraz R-134a, charakteryzują się najniższą wartością stosunku wydajności utajonej do wydajności całkowitej.

5. WPŁYW PRACY PAROWNIKA NA WARTOŚĆ *COP*

W niniejszych zozważaniach, aby dokonać oceny wpływu pracy parownika na wartość *COP* dla różnych czynników chłodniczych, skorzystaliśmy z podstawowej analizy termodynamicznej parowego obiegu chłodniczego, która jest zaimplementowana w modelu CYCLE_D [16]. W symulacjach wykonywanych przy zastosowaniu programu CYCLE_D, zostały zadane temperatury nasycenia czynników chłodniczych w parowniku oraz w

technika chłodnicza i klimatyzacyjna

Tabela 3. Podsumowanie wyników symulacji dla parowników o zoptymalizowanych układach przepływowychuzyskanych przy pomocy systemu ISHED1 dla $T_{sat} = 7.0$ °C									
czynnik	liczba biegów	X _{in}	P _{out} [kPa]	<i>⊿P</i> [kPa]	⊿T _{sat} [K]	<i>m_r</i> [kg/h]	<i>Q</i> [kW]	Qı/Q	Q/Q _{R22}
R-600a	4	0.26	200	12	1.7	102.0	7.430	0.18	0.905
R-134a	3	0.27	375	27	2.0	195.6	7.787	0.20	0.948
R-290	1.5	0.27	585	59	2.8	116.1	8.706	0.23	1.060
R-22	1.5	0.23	621	64	3.2	190.7	8.211	0.21	1.000
R-410A	1.5	0.29	993	57	1.8	213.5	9.091	0.25	1.107
R-32	1.5	0.24	1012	40	1.3	143.0	9.399	0.26	1.145

skraplaczu. Aby uzyskać wszystkie zaplanowane wyniki, wykonaliśmy dwa etapy symulacji. W pierwszym, zastosowaliśmy tę samą wartość temperatury nasycenia na wylocie z parownika, wynoszącą $T_{sat} = 7.0$ °C dla każdego czynnika chłodniczego. W drugim etapie, najpierw wykonaliśmy obliczenia iteracyjne symulacji przy zastosowaniu programu EVAP dla różnych temperatur nasycenia w parowniku tak, aby uzyskać wydajności parowników równe wydajności dla czynnika R-22 w temperaturze nasycenia równej 7.0 °C. Uzyskane temperatury nasycenia (zamiast poprzednio wprowadzanej wartości 7.0 °C) stanowiły nowe dane wejściowe dla każdego z czynników w drugim etapie obliczeń symulacyjnych wykonywanych za pomocą programu CYCLE D.

Wykonaliśmy obliczenia symulacyjne dla dwóch różnych temperatur skraplania wynoszących 38.0 °C oraz 45.0 °C. W Tabeli 4 zamieszczono dodatkowe dane wejściowe dla programu CYCLE D wykorzystywane w obliczeniach, zaś w Tabeli 5 zaprezentowano wyniki uzyskane w dwóch etapach symulacji. Wyniki zamieszczone po lewej stronie tej tabeli, dla temperatury $T_{sat} = 7.0$ °C, otrzymano dla podstawowego obiegu teoretycznego. Wyniki zamieszczone po prawej stronie tabeli uzyskano dla różnych temperatur nasycenia T_{sat} i uwzględniają one wpływ własności termodynamicznych oraz współczynników transportu na efektywność obiegu poprzez ich wpływ na pracę zoptymalizowanego parownika.

Na Rys. 6 przedstawiono wartości *COP* w odniesieniu do jego wartości uzyskanych dla czynnika R-22. Jak można było oczekiwać, wartości *COP* obliczone dla podstawowego obiegu teoretycznego można uszeregować dla poszczególnych czynników wedle kolejności odpowiadającej wartościom ich temperatury krytycznej (Rys. 1). Dla temperatury skraplania 38 °C uzyskano wartości *COP* dla czynnika R-600a o 5.3% wyższe w odniesieniu do czynnika R-22, zaś wartości *COP* dla czynnika R-32 o 5.1% niższe. Jednakże, jeśli uwzględniono



Rys. 6. Wartości COP w odniesieniu do wartości uzyskanych dla czynnika R-22, dla podstawowego obiegu teoretycznego (obieg A) oraz dla obiegu z uwzględnieniem pracy parownika (obieg B), dla temperatur skraplania 38 °C oraz 45 °C

Tabela 4. Dane wejściowe dla programu CYCLE_D						
wielkość	jednostka	wartość				
sprawność izentropowa sprężarki		0.65				
sprawność objętościowa sprężarki		0.82				
sprawność silnika elektrycznego		0.85				
spadek ciśnienia w przewodzie ssawnym ^a	°C	1.0				
spadek ciśnienia w przewodzie tłocznym ^a	°C	1.0				
przegrzanie w parowniku	°C	5.0				
dochłodzenie w skraplaczu	°C	5.0				
regeneracyjny wymiennik ciepła		brak				

^aZmiana temperatury nasycenia odpowiadająca spadkowi ciśnienia.

	podstawov	vy obieg	obieg z uwzględnieniem						
czynnik	teorety	czny ^a	wpływu pracy parownika						
	T_{sat} [°C]	COP	T_{sat} [°C]	COP	Q_l/Q				
temperatura skraplania 38.0 °C									
R-600a	7.0	4.103	5.7	3.895	0.22				
R-134a	7.0	3.993	6.4	3.896	0.22				
R-290	7.0	3.929	7.7	4.036	0.21				
R-22	7.0	3.898	7.0	3.898	0.21				
R-410A	7.0	3.703	8.1	3.874	0.21				
R-32	7.0	3.701	8.5	3.926	0.21				
temperatura skraplania 45.0 °C									
R-600a	7.0	3.237	5.8	3.111	0.22				
R-134a	7.0	3.133	6.4	3.064	0.22				
R-290	7.0	3.074	7.8	3.155	0.21				
R-22	7.0	3.063	7.0	3.063	0.21				
R-410A	7.0	2.869	8.2	2.995	0.21				
R-32	7.0	2.878	8.5	3.073	0.21				

Tabela 5. Efektywność obiegu teoretycznego oraz obiegu z uwzględnieniem wpływu pracy parownika

^a Dla tej samej temperatury parowania

wpływ zastosowania zoptymalizowanej konstrukcji parownika i wprowadzono odpowiednie temperatury nasycenia, wówczas zaobserwowano znacznie bardziej jednorodną efektywność obiegów uzyskaną dla rozpatrywanej grupy czynników. Propan okazał się najbardziej efektywnym czynnikiem chłodniczym z wartością COP o 3.5% wyższą od wartości dla czynnika R-22, zaś dla pozostałych czynników chłodniczych uzyskano wartości różniące się o 0.7% w odniesieniu do czynnika R-22. Czynnik wysokociśnieniowy R-32 (czyli posiadający niską temperaturę krytyczną) charakteryzuje największa poprawa wartości COP, jeśli uwzględni się efekt pracy parownika, bowiem w odniesieniu do czynnika R-600a, uzyskuje się zmianę z wartości o 10.4% niższej do 0.8% wyższej. Dla wszystkich czynników uzyskano wydajności chłodnicze utajone na podobnym poziomie. Wyniki uzyskane dla temperatury skraplania 45 °C wykazują podobne trendy z tą jednak różnicą, że dla czynników wysokociśnieniowych (R-32 oraz R-410A) wystąpiły nieco niższe efektywności z powodu przesunięcia obiegów w kierunku bliższemu punktom krytycznym tych czynników.

6. UWAGI KOŃCOWE

Analizy porównawcze czynników chłodniczych w obiegach parowych sprężarkowych, przy wykorzystaniu jedynie ich własności termodynamicznych, wskazują na wyższe wartości *COP* dla czynników niskociśnieniowych (czyli posiadających wysokie temperatury krytyczne) w odniesieniu do czynników wysokociśnieniowych (czyli posiadających niskie temperatury krytyczne). Jest to spowodowane mniejszymi stratami nieodwracalności obiegów dla zadanych temperatur parowania i skraplania wówczas, kiedy obieg jest realizowany z dala od punktu krytycznego. Wyższe wartości COP uzyskane dla czynników niskociśnieniowych w wyniku tej analizy teoretycznej nie znajdują potwierdzenia z racji przewagi czynników wysokociśnieniowych przy uwzględnieniu zoptymalizowanej konstrukcji wymienników ożebrowanych. Dla czynników wysokociśnieniowych oraz dla tej samej wydajności chłodniczej uzyskuje się bowiem wyższe temperatury nasycenia na wylocie z parownika w odniesieniu do czynników niskociśnieniowych. Powoduje to kompensację gorszych wskaźników, jakie mogą osiągać obiegi teoretyczne dla płynów wysokociśnieniowych.

W niniejszej pracy oceniono efektywność czynników R-600a, R-134a, R-290, R-22, R-410A oraz R-32, które znacząco się różnią pod względem temperatur krytycznych oraz innych własności. W pracy dokonaliśmy optymalizacji układu krążenia czynnika dla każdego z czynników za pomocą niedarwinowskiego schematu ewolucyjnego, a także dokonaliśmy symulacji dla zoptymalizowanych parowników. Wysokociśnieniowe czynniki chłodnicze umożliwiają uzyskanie wyższych wydajności parownika w odniesieniu do czynników niskociśnieniowych. Dla temperatury nasycenia na wylocie z parownika wynoszącej 7.0 °C i przyjmując czynnik R-22 jako czynnik bazowy, dla czynników R-32, R-410A oraz R-290 uzyskano wyższe wydajności odpowiednio o 14.5%, 10.7% oraz 6.0%, podczas gdy dla czynników R-134a oraz R-600a uzyskano niższe wydajności o odpowiednio 5.2% oraz 9.5%. Jednocześnie symulacje teoretyczne obiegu teoretycznego z jednakową temperaturą nasycenia na wylocie z parownika wynoszącą 7 °C wykazały, że wartości COP analizowanych czynników można uszeregować wedle wartości ich temperatur krytycznych;

tak więc dla czynników niskociśnieniowych uzyskano najwyższe wartości COP. Jednakże uwzględniając w analizie wpływ pracy parownika (co wiąże się z uzyskiwaniem innych temperatur nasycenia w parowniku dla różnych czynników tak, aby uzyskać wydajność parownika pracującego z czynnikiem R-22) uzyskano różnice efektywności obiegu dla różnych czynników w granicach 2% w odniesieniu do wartości dla czynnika R-22 dla dwóch różnych temperatur skraplania. Wyjątkiem jest tu R-290, dla którego uzyskano wartość COP wyższą o około 3% w odniesieniu do czynnika R-22, co wynika z jego korzystnych własności termofizycznych. Warto zauważyć, że dla czynnika R-32 uzyskano o 10% niższą efektywność obiegu teoretycznego w porównaniu z czynnikiem R-600a, zaś przy uwzględnieniu warunków pracy parownika - uzyskano porównywalna efektywność obiegu.

Należy podkreślić, że w niniejszym opracowaniu przeanalizowano wyłącznie efekty związane z pracą parownika i nie uwzględniono analogicznych efektów, jakie mogą być spowodowane pracą skraplacza. Należy także odnotować, że dobór sprężarki oraz wielkości pozostałych komponentów instalacji wpływają na efektywność całego urządzenia. W niniejszej praca nie koncentrowano się na zagadnieniach szczegółowych analiz konstrukcyjnych oraz zagadnień związanych z kosztami praktycznego zastosowania różnych czynników, na przykład dotyczących spraw bezpieczeństwa dla czynników palnych, wielkości sprzętu, ciśnień, zagadnień smarowania. Temperatury skraplania i parowania przyjęte w niniejszej pracy odpowiadają klimatyzacji komfortu. Dodatkowy aspekt wniosłoby również podobne studium, jednak opracowane dla warunków tej samej zredukowanej różnicy temperatur dla analizowanych czynników chłodniczych.

LITERATURA

 Casson V., Cavallini A., Cecchinato L., Del Col D., Doretti L., Fornasieri E. i in.: Performance of ?nned coil condensers optimized for new HFC refrigerants, ASH-RAE Transactions, Vol. 108, Part 2, 2002, str. 517–527.

- Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Rossetto L.: Condensation heat transfer of new refrigerants: advantages of high pressure fluids, 8th International Refrigeration Conference at Purdue University, West Laffayette, IN, USA, 2000.
- Liang S.Y., Wong T.N., Nathan G.K.: Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, No. 8, 2001, str. 823–833.
- Granryd E., Palm B.: Optimum number of parallel sections in evaporators, 21st International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Washington, DC, USA, 2003, paper No. ICR0077.
- Lemmon E.W., McLinden M.O., Huber M.L.: NIST reference fluids thermodynamic and transport properties — REFPROP 7.0. Standard reference database 23, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD; 2002.
- ASHRAE, ANSI/ASHRAE Standard 34-2001, Designation and safety classification of refrigerants. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2001.
- Calm J.M., Hourahan G.C.: Refrigerant data summary, Engineering Systems, Vol. 18, No. 11, 2001, str. 74–88.
- IPCC, Climate change 2001: the scientific basis—contribution of working group I to the IPCC third assessment report, Intergovernmental panel on climate change of the world meteorological organization and the United Nations Environment Programme (UNEP), Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2001.
- 9. NIST, Simulation models for ?nned-tube heat exchangers— EVAP-COND, National Institute

of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 2003. http:// www2.bfrl.nist.gov/software/evapcond/.

- Thome J.R.: Update on advances in ?ow pattern based two- phase heat transfer models, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 29, No. 3, 2005, str. 341–349.
- Müller-Steinhagen H., Heck K.: A simple friction pressure drop correlation for two-phase ?ow in pipes, Chemical Engineering Process, Vol. 20, No. 6, 1986, str. 297–308.
- 12. Ould Didi M.B., Kattan N., Thome J.R.: Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes, Interantional Journal of Refrigeration, Vol. 25, No. 7, 2002, str. 935– 947.
- Choi J.Y., Kędzierski M.A., Domanski P.A.: Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and micro-?n tubes, IIR Commission B1 Conference, Thermophysical Properties and Transfer Processes of New Refrigerants, Paderborn, Germany, 2001.
- 14. Domański P.A., Yashar D., Kaufman K.A., Michalski R.S.: Optimized design of ?nned-tube evaporators using learnable evolution methods, International Journal HVAC&R Res., Vol. 10, No. 2, 2004, str. 201–212.
- 15. Michalski R.S.: Learnable evolution model: evolutionary process guided by machine learning, Machine Learning, Vol. 38, No. 1, 2000, str. 9–40.
- 16. Domański P.A., Didion D.A., Chi J.: NIST vapor compression cycle design program—CYCLE_D 3.0, Standard reference database 49, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA, 2003.

Tłumaczenie z języka angielskiego: Dariusz J. BUTRYMOWICZ