

# Ocena efektywności energetycznej obiegu kaskadowego w układzie dwutlenek węgla/amoniak

Piotr BAJ, Dariusz BUTRYMOWICZ\*

Zarówno amoniak, jak i dwutlenek węgla, są czynnikami roboczymi o długiej tradycji stosowania w układach chłodniczych. Amoniak, stosowany w chłodnictwie niemal od zarania tej dziedziny techniki – jest traktowany jako czynnik perspektywiczny dla wielu aplikacji, także w obszarze stosunkowo niewielkich wydajności chłodniczych poniżej 20 kW (a nawet na poziomie kilku kW). Z powszechnego stosowania dwutlenku węgla w chłodnictwie zrezygnowano jeszcze przed pierwszą wojną światową. Dziś jego znaczenie uległo dramatycznej zmianie, bowiem podobnie jak amoniak – czynnik ten jest traktowany jako perspektywiczny w wielu zastosowaniach.

Należy wspomnieć, iż czynniki te są płynami naturalnymi, co stanowi jedną z kluczowych przesłanek powrotu do szerszego stosowania tych substancji w technice chłodniczej, klimatyzacyjnej i pomp ciepła [1, 2]. Zasadnicze znaczenie w zakresie perspektywicznych zastosowań płynów roboczych w chłodnictwie ma szereg aktów prawnych sankcjonujących w mniejszym lub większym stopniu stosowanie czynników syntetycznych. Do aktów tych należy przede wszystkim Dyrektywa 2037/2000/WE, na mocy której wprowadzono krajową ustawę ozonową, w której wyeliminowano z zastosowań w nowych układach czynniki syntetyczne z grup CFC oraz HCFC. Z kolei Dyrektywa 842/2006/WE nakłada wiele zobowiązań w zakresie stosowania czynników należących do grupy HFC, mających na celu zminimalizowanie ich emisji do atmosfery. Należy przypomnieć, że w roku 2011 planowane jest dokonanie oceny efektywności podejmowanych działań obniżających emisję czynników o wysokim potencjale tworzenia efektu cieplarnianego, zatem można spodziewać się dalszego ciągu restrykcyjnych działań wobec zastosowań tychże czynników roboczych. Z zasady bowiem czynniki robocze syntetyczne (grupy

HFC oraz FC) są to płyny o bardzo wysokim potencjale tworzenia efektu cieplarnianego GWP [3]. Sytuacja stwarza szczególne uwarunkowania do zastosowań płynów naturalnych, takich jak amoniak i dwutlenek węgla, których potencjał tworzenia efektu cieplarnianego jest ekstremalnie niski.

O efektywnej emisji gazów cieplarnianych przez układy chłodnicze, klimatyzacyjne i pomp ciepła nie decyduje jednak sam potencjał tworzenia efektu cieplarnianego GWP, bowiem wskaźnik ten obejmuje jedynie emisję bezpośrednią – wynikającą z emisji czynnika roboczego do atmosfery wskutek nieszczelności, wycieków eksploatacyjnych w trakcie obsługi układu oraz jego likwidacji. Znacznie większa jest emisja pośrednia, spowodowana emisją gazów cieplarnianych podczas produkcji energii napędowej tych układów (przede wszystkim energii elektrycznej). Oznacza to, iż uzyskanie wysokiej efektywności energetycznej jest kluczowym zagadnieniem dzisiejszego chłodnictwa, a w tym przede wszystkim z zastosowaniem naturalnych płynów roboczych. Rozpatrywane są zatem liczne modyfikacje jednostopniowego układu chłodniczego umożliwiające poprawę efektywności energetycznej [4].

Z teorii obiegów lewobieżnych wiadomo [3, 6, 7, 8], że zastosowanie układów dwustopniowych bądź kaskadowych pozwala na uzyskanie znaczącej poprawy efektywności energetycznej, zwłaszcza w zakresie bardzo niskich temperatur parowania. Uzasadnia to powszechne stosowanie układów dwu-

stopniowych dla amoniaku w zastosowaniach niskotemperaturowych. Jednakże w obiegu dwustopniowym zarówno dolny jak i górny stopień urządzenia pracuje na tym samym czynniku chłodniczym, dlatego zakres zastosowań tych obiegów ograniczony jest [5, 6]:

- temperaturą krzepnięcia czynnika;
- niskim ciśnieniem parowania;
- bardzo dużymi gabarytami poszczególnych podzespołów urządzenia.

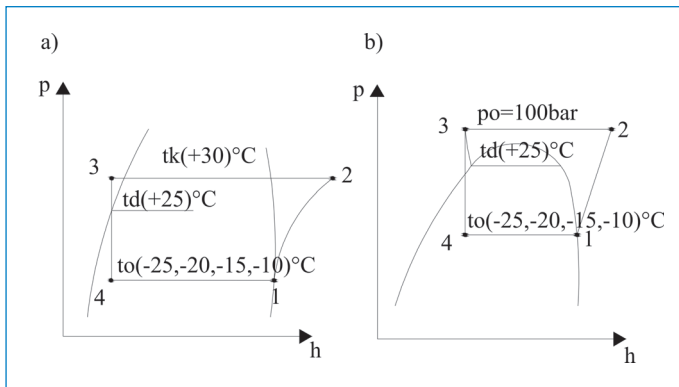
Ograniczenia te nie dotyczą natomiast układów kaskadowych, w których ciepło parowania jest przekazywane do otoczenia za pomocą kilku kolejnych obiegów jedno- lub dwustopniowych, połączonych ze sobą wymiennikiem kaskadowym zwanym skraplacz-parownikiem. Urządzenie kaskadowe pracuje na dwóch lub więcej czynnikach chłodniczych w zależności od tego, z ilu połączonych kolejno kaskad się składa. W urządzeniu kaskadowym można tak dobrać płyn roboczy poszczególnych kaskad, aby był optymalny do wymaganych warunków pracy.

W układach dwustopniowych pracujących na jednym czynniku chłodniczym wyznaczenie temperatury międzystopniowej dokonywane jest w oparciu o prostą zależność zakładającą równość sprężów w obydwu stopniach. Dokładne obliczenie optymalnej temperatury międzystopniowej, dla której osiąga się maksymalną efektywność energetyczną COP, wymaga jednak szczegółowej analizy dla konkretnej konfiguracji układu.

Wyznaczenie temperatury międzystopniowej w układach kaskadowych jest zagadnieniem nieco bardziej złożonym, ponieważ układ kaskadowy pracuje z dwoma lub więcej płynami roboczymi. W dostępnej literaturze nie ma jednoznacznych wytycznych do wyznaczenia temperatury spięcia międzystopniowego: istnieją jedynie ogólne wytyczne aby postąpić się wartościami średnimi [10, 11, 17]. Bardzo ważnym zagadnieniem jest dobór temperatury spięcia międzystopniowego na odpowiednim poziomie, gdyż wpływa ona

AUTOR

\*) Piotr BAJ, prof. PB dr hab. inż.  
Dariusz BUTRYMOWICZ – Katedra  
Techniki Ciepłej i Inżynierii Rolniczej,  
Wydział Mechaniczny,  
Politechnika Białostocka



Rys. 1. Obiegi podkrytyczne (a) oraz nadkrytyczny (b) rozpatrywane w celu porównania efektywności energetycznej dla różnych czynników roboczych

na pracę i wydajność całego urządzenia. Źle dobrana temperatura międzystopniowa powoduje, że obiegi połączone w kaskadzie nie współpracują ze sobą w najbardziej optymalny sposób.

### Porównanie wybranych czynników chłodniczych z amoniakiem i dwutlenkiem węgla

Poniżej dokonano porównania efektywności energetycznej jednostopniowego obiegu z dochłodzeniem dla czynników: R22, R134a, R404A, R410A, R507, R717 i nadkrytycznego obiegu R744. Na rys. 1 zamieszczono porównywane obiegi, zaś wyniki porównania dla warunków: zakres temperatury parowania od -25 do -10°C, temperatura skraplania: +30°C, dochłodzenie 5K, ciśnienie w obiegu nadkrytycznym 100 bar – zamieszczono w tabeli 1.

Jak można zauważyć na podstawie zaprezentowanych danych w niskim zakresie temperatury parowania amoniak R717 jest lepszy niż inne czynniki, w porównaniu z czynnikiem R507 zaś w całym zakresie. Wydajność chłodnicza obiegu nadkrytycznego R744 jest mniejsza od obiegu parowego, realizowanego przez pozostałe czynniki w całym zakresie analizowanej temperatury parowania. Dzieje się tak ponieważ instalacja jednostopniowa na CO<sub>2</sub> pracuje w warunkach nadkrytycznych, czyli w skraplaczu nie zachodzi proces skraplania pary czynnika chłodniczego, lecz ochłodzenie gazu, skraplacz wówczas traktuje się jako wysokociśnieniowy wymiennik ciepła. Im wyższe jest ciśnienie sprężania tym efektywność energetyczna osiąga niższą wartość. Ze względu na to dwutlenek węgla staje się konkurencyjnym czynnikiem chłodniczym przy niższych temperaturach skraplania (poniżej 0°C) i parowania (do ok. -56°C i przy ciśnieniu powyżej 6 bar). Stąd też wynika idea zastosowań tego płynu roboczego w niskich stopniach kaskadowych

urządzeń chłodniczych.

### Analiza porównawcza obiegów dwustopniowych

W poniższym rozdziale przeprowadzona zostanie analiza porównawcza obiegów:

- kaskadowego CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> (rys. 2),
- dwustopniowego NH<sub>3</sub> z dochłodzeniem cieczy w węźlnicy i podwójnym ciśnieniem (rys. 3),
- dwustopniowego obiegu NH<sub>3</sub> z dochłodzeniem w chłodnicy międzystopniowej i jednostopniowym ciśnieniem (rys. 4),
- oraz obiegu dwustopniowego CO<sub>2</sub>, którego górny stopień pracuje z parametrami nadkrytycznymi (rys. 5).

Obliczenia zostały przeprowadzone dla następujących parametrów:

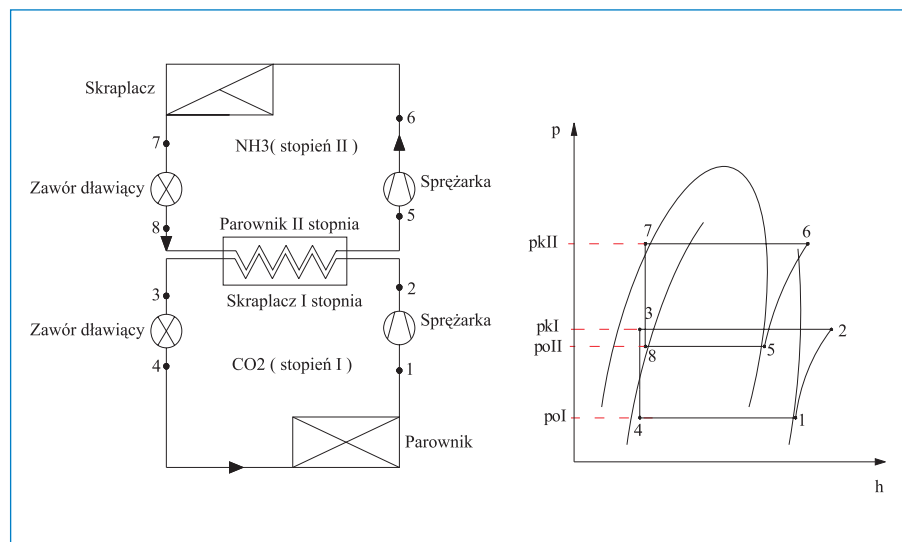
- wydajność chłodnicza 450 kW;
- temperatury parowania t<sub>0</sub> = -52; -45; -40; -35°C;
- przegrzanie 5K;
- temperatura skraplania +40°C;
- dochłodzenie 10K.

Obiegi porównano dla jednakowych temperatur parowania.

Na rys. 6 przedstawiono graficznie wyniki obliczeń efektywności energetycznej obiegów dla temperatury parowania -52°C. Jak można zauważyć, współczynnik ten osiąga najwyższą wartość COP = 1,90 dla obiegu kaskadowego CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> przy temperaturach spięcia międzystopniowego w skraplaczo-parowaczu równej (-10;-15)°C (wyższa wartość odpowiada temperaturze skraplania obiegu dolnego, zaś niższa – temperaturze parowania obiegu górnego). Wartość zbliżoną do obiegu kaskadowego osiąga obieg dwustopniowy NH<sub>3</sub> z podwójnym ciśnieniem czynnika COP = 1,87. Jak można zauważyć w obiegu tym moc sprężarki na drugim stopniu jest większa, w obiegu kaskadowym, natomiast moc sprężarki pracującej na NH<sub>3</sub> jest mniejsza, dzięki temu efektywność energetyczna tego obiegu jest wyższa. Obieg dwustopniowy NH<sub>3</sub> z jednostopniowym

Tabela 1. Wartości teoretycznego współczynnika efektywności energetycznej COP obiegu jednostopniowego z dochłodzeniem dla różnych temperatur parowania przy temperaturze skraplania +30°C i dochłodzeniu 5K

t <sub>0</sub> [°C]	-25	-20	-15	-10
<b>R22</b>	3,44	4,00	4,86	6,14
<b>R134a</b>	3,75	4,22	5,00	6,07
<b>R404A</b>	3,18	3,87	4,92	6,24
<b>R410A</b>	3,58	4,83	6,07	8,9
<b>R507</b>	2,76	3,54	4,07	5,22
<b>R717</b>	3,93	4,09	4,81	5,40
<b>R744</b>	1,9	2,06	2,43	2,73

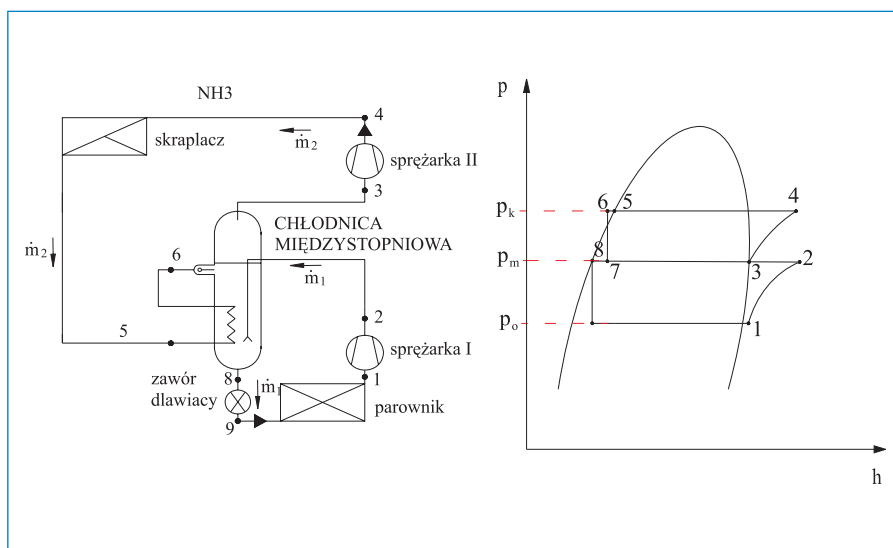


Rys. 2. Schemat ideowy kaskadowego układu chłodniczego z płynami roboczymi CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> oraz przemiany zachodzące na wykresie p-h

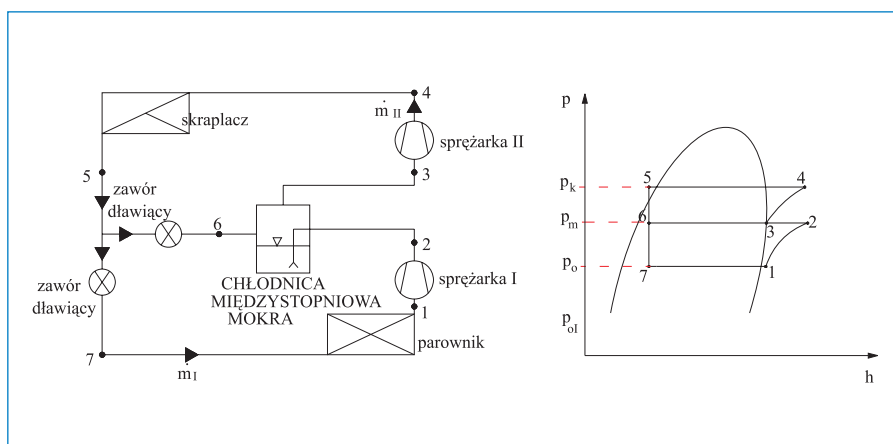
dławieniem i obieg dwustopniowy CO<sub>2</sub> z dwustopniowym dławieniem wypadają znacznie gorzej na tle pozostałych zaprezentowanych obiegów. Dla obiegów dwustopniowych, temperatura międzystopniowa jest stała, natomiast w przypadku obiegów kaskadowych – zakłada się wartość temperatury spięcia międzystopniowego. Temperatura ta powinna być tak dobrana, aby współczynnik efektywności energetycznej COP osiągał wartość najwyższą.

Na rys. 7 zamieszczono wyniki obliczeń porównawczych obiegów dla temp. parowania wynoszącej -45°C. Dla tej temperatury parowania współczynnik COP osiąga najwyższą wartość dla układu dwustopniowego NH<sub>3</sub> z dwustopniowym dławieniem. Wartość COP w tym przypadku wynosi 2,19. Układ kaskadowy CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> wypada w tym przypadku nieco gorzej z wartością COP = 2,06 dla temperatur spięcia międzystopniowego równą (-10;-15)°C. Jednakże wartości COP w obydwu przypadkach można uznać za porównywalne. Układ NH<sub>3</sub> cechuje w tym przypadku lepszą wartość współczynnika COP pomimo tego, że moce sprężarek na II stopniu zarówno kaskady, jak i układu dwustopniowego pracujące na NH<sub>3</sub> są zbliżone. Jednak w tym zakresie temperatur na pierwszym stopniu moc pobierana przez sprężarkę NH<sub>3</sub> jest niższa, niż przez sprężarkę pracującą na CO<sub>2</sub> w kaskadzie. Widać na tym przykładzie, jak ważny jest odpowiedni dobór czynnika chłodniczego, który powinien zapewniać optymalną pracę urządzenia w założonych warunkach. Wartości COP dla dwóch pozostałych układów dwustopniowych NH<sub>3</sub> z jednostopniowym dławieniem i CO<sub>2</sub> z dwustopniowym dławieniem, w miarę wzrostu temperatury parowania zwiększają się nieznacznie, zatem ich efektywność energetyczna wzrasta.

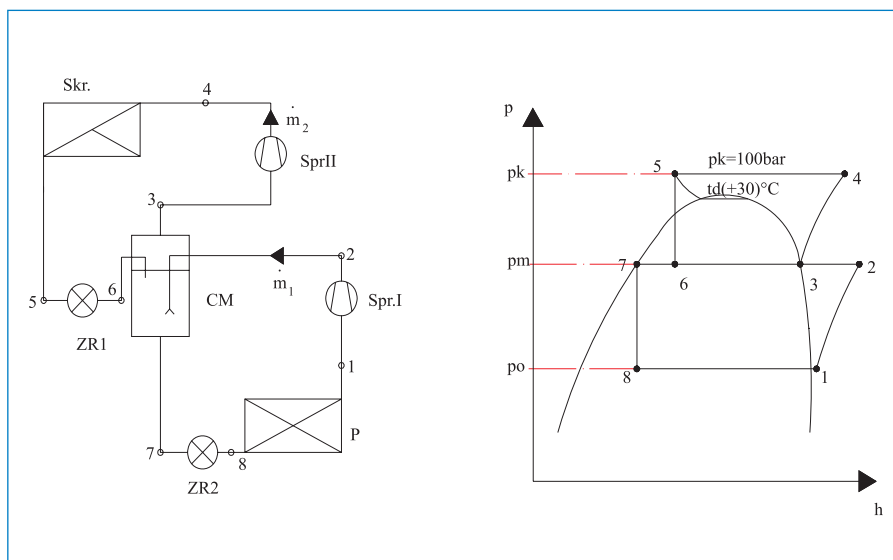
Z kolei przy temperaturze parowania wynoszącej -40°C (rys. 8) najwyższą odnotowaną wartość COP = 2,40 osiąga układ z systemem kaskadowym CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> dla temperatur spięcia międzystopniowego (-15;-20)°C. Pozostałe prezentowane układy osiągają niższe wartości współczynnika efektywności energetycznej. Dla temperatury parowania -40°C i temperatury skraplania +40°C sprężarki pracujące na NH<sub>3</sub>, zarówno w układzie kaskadowym jak i dwustopniowym, mają niemal identyczną wartość poboru mocy, jednak na dolnym stopniu lepszym rozwiązaniem jest zastosowanie czynnika CO<sub>2</sub>, dzięki któremu w układzie kaskadowym pobór mocy przez sprężarkę CO<sub>2</sub> jest niższy. Zatem z energetycznego punktu widzenia najlepszym rozwiązaniem w tym przypadku jest zastosowanie układu kaskadowego. Jak można zauważyć na powyższych wykresach dwustopniowy układ CO<sub>2</sub> pracujący na parametrach nadkrytycznych zdecydowanie odstaje od układów dwustopniowych



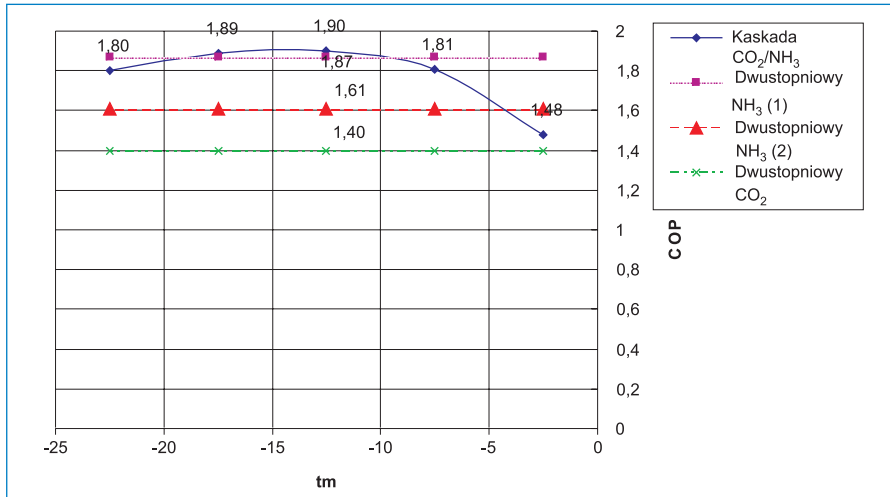
Rys. 3. Schemat z zamkniętym dochłodzeniem cieczy (obieg I) w węzownicy i podwójnym dławieniem oraz przemiany na wykresie p-h



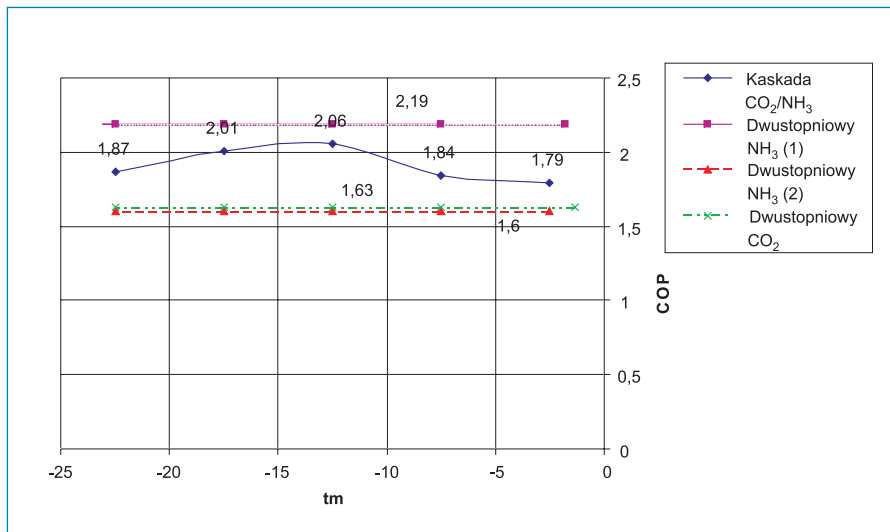
Rys. 4. Schemat z chłodzeniem pary w chłodnicy międzystopniowej i jednostopniowym dławieniem (obieg II) oraz przemiany na wykresie p-h



Rys. 5. Schemat z otwartym chłodzeniem cieczy w chłodnicy międzystopniowej i podwójnym dławieniem (dwutlenek węgla) oraz przemiany na wykresie p-h



Rys. 6. Zależność efektywności energetycznej COP różnych obiegów dwustopniowych od temperatury spięcia międzystopniowego dla temperatury parowania -52°C



Rys. 7. Zależność efektywności energetycznej COP różnych obiegów dwustopniowych od temperatury spięcia międzystopniowego dla temperatury parowania -45°C

amoniakalnych i kaskadowych CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>. Efektywność energetyczna układu, w którym zachodzi ochładzanie gazu w wymienniku ciśnieniowym (skraplaczu) jest o wiele mniejsza, niż w układach tradycyjnych gdzie w skraplaczu następuje skraplanie czynnika chłodniczego.

Na rys. 9 zaprezentowano zależność COP od temperatury międzystopniowej dla temperatury parowania -35°C. Ze wszystkich analizowanych wcześniej temperatur parowania najlepiej pod względem energetycznym wypada układ kaskadowy CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> o temperaturach spięcia międzystopniowego (-10;-15)°C. Współczynnik efektywności energetycznej COP wynosi w tym przypadku 2,89 i jest to najwyższa wartość tego współczynnika przy wszystkich rozpatrywanych wcześniej temperaturach parowania. Pomimo iż układ kaskadowy jest najkorzystniejszy, to także wartości COP pozostałych układów dla tej temperatury parowania osiągają najwyższe wartości. Podczas zwiększania temperatury parowania w układzie kaskadowym obniża się tym samym wartość pracy sprężarki pracującej na dwutlenku węgla, a co za tym idzie redukuje się moc potrzebną do jej napędzania, spada także ilość czynnika który krąży w instalacji. Wpływa to zatem na współczynnik efektywności energetycznej, który wzrasta.

### Obliczenia układu kaskadowego CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>

W rozdziale niniejszym zawarto podstawowe obliczenia układu kaskadowego oraz zasadę doboru temperatur spięcia międzystopniowego dla układu kaskadowego CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> przy zadanych parametrach roboczych.

# KAMERA TERMOGRAFICZNA

## VIGOCam v50

Do końca roku oferujemy v50 po atrakcyjne cenie  
**49 000,- PLN netto**

**Inne przyrządy pomiarowe z naszej oferty:**

- pirometry
- wilgotnościomierze
- przetworniki wielkości fizycznych
- przetworniki punktu rosy
- analizatory gazów (m.in. O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NH<sub>3</sub>)
- barometry
- multimetry
- kalibratory
- przetworniki wilgotności oleju
- analizatory jakości energii
- szybkie kamery
- kamery termograficzne

- ✓ Idealne narzędzie do dokładnego pomiaru i zobrazowania rozkładu temperatur
- ✓ Polski producent, serwis i wsparcie techniczne

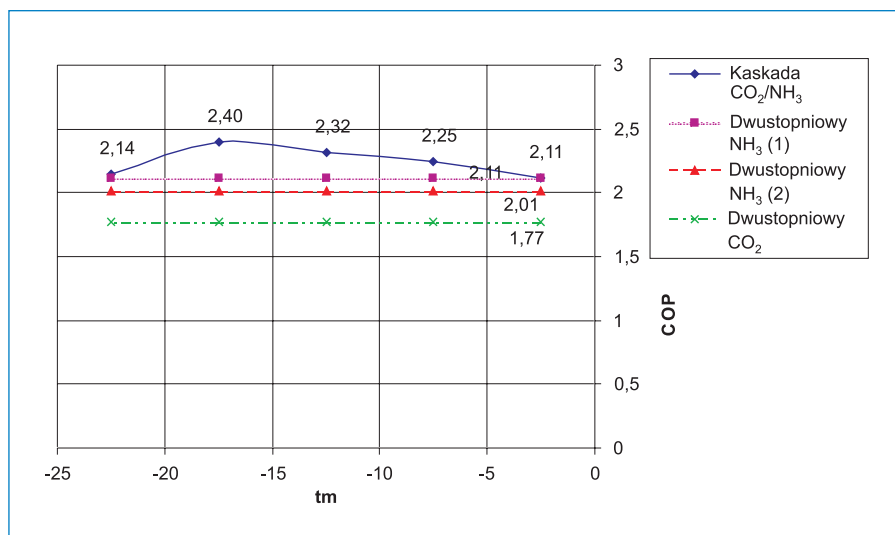
- 384x288 pikseli
- NETD@30°C <0,08°C
- Pomiar temperatury do 1500°C
- Zapis ruchomych sekwencji termograficznych
- W standardzie: wbudowany wskaźnik laserowy, kamera wideo, notatki głosowe, karta SD 1GB, wymienne akumulatory, oprogramowanie z generatorem raportów, połączenie on-line z PC w cenie kamery

**KLUCZOWE APLIKACJE**

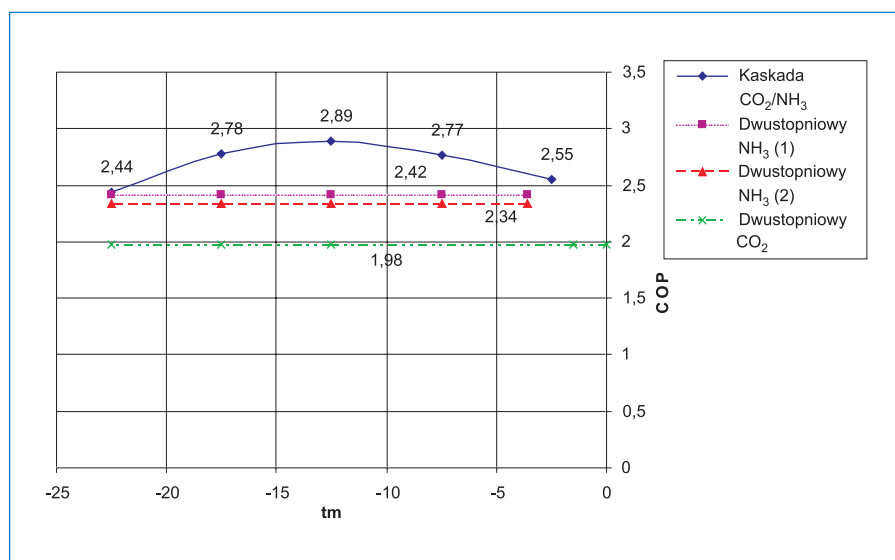
- ENERGETYKA
- BUDOWNICTWO
- DIAGNOSTYKA MASZYN
- UTRZYMANIE RUCHU
- BADANIA NAUKOWE

Więcej o kamerze: [www.v50.vigo.com.pl](http://www.v50.vigo.com.pl)

ul. Poznańska 129/133  
 05-850 Ożarów Mazowiecki  
 tel. 022 666 01 45, 666 14 10  
 fax 022 665 21 55  
 e-mail: [info@vigo.com.pl](mailto:info@vigo.com.pl)  
[www.vigosystem.eu](http://www.vigosystem.eu)



Rys. 8. Zależność efektywności energetycznej COP różnych obiegów dwustopniowych od temperatury spięcia międzystopniowego dla temperatury parowania -40°C



Rys. 9. Zależność efektywności energetycznej COP różnych obiegów dwustopniowych od temperatury spięcia międzystopniowego dla temperatury parowania -52°C

Na rys. 10 przedstawiono przykładową instalację układu kaskadowego w układzie CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>. W rozpatrywanym układzie zdecydowano, iż parownik będzie zasilany pompowo. Układ pompowy różni się od zasilania ciśnieniowego tym, iż czynnik z zaworu dławiącego wpływa do oddzielnika cieczy, w którym następuje oddzielenie fazy ciekłej od parowej. Z tego aparatu pompa włącza do parownika ciecz nasyconą czynnika chłodniczego. W parowniku nie następuje całkowite odparowanie czynnika chłodniczego, zatem z parownika wpływa para mokra, która z powrotem wpływa do oddzielnika cieczy. Z oddzielnika parę nasyconą suchą odsysa sprężarka. W zasilaniu pompowym parowników, stosunek całkowitego strumienia masy czynnika dopływającego do parownika do części strumienia masy czyn-

nika która uległa odparowaniu, nazywa się krotnością cyrkulacji, przy czym zazwyczaj mieści się ona w granicach od 3 do 6 [6].

W tabeli 2 zostały zaprezentowane wyniki obliczeń przykładowego układu kaskadowego. Współczynnik COP osiąga maksymalną wartość dla temperatur spięcia międzystopniowego wynoszących (-10;-15)°C, zaś dalsze obniżanie tych temperatur powoduje spadek efektywności energetycznej obiegu. Wraz ze spadkiem temperatury spięcia międzystopniowego obserwuje się wzrost wartości obciążenia cieplnego skraplacza. Dzieje się tak dlatego, że spada temperatura parowania NH<sub>3</sub> w skraplaczo-parowniku. Sprężarka NH<sub>3</sub> musi wówczas wykonać większą pracę, aby sprężyć pary czynnika do ciśnienia skraplania. Końcowa temperatura sprężania NH<sub>3</sub> wzrasta, zatem do

skraplacza wpływa para czynnika o wyższej temperaturze, obciążenie cieplne skraplacza wzrasta. Dla temperatur spięcia międzystopniowego (-10;-15)°C obiegi górnej i dolnej kaskady współpracują razem najbardziej optymalnie pod względem energetycznym. Jeżeli temperatura spięcia międzystopniowego jest za wysoka lub za niska, wówczas dolna lub górna część kaskady przyjmuje większe obciążenie, co wpływa bezpośrednio na wydajność całego urządzenia.

Dobór temperatur spięcia międzystopniowego na odpowiednim poziomie jest zatem istotny, bowiem poszczególne części kaskady powinny współpracować w najbardziej optymalnych dla siebie warunkach. Instalacja kaskadowa pracuje z dwoma różnymi czynnikami roboczymi co sprawia, że realizowane są w tym układzie niższe sprężę, a to z kolei powoduje ograniczenie strat spowodowane nieodwracalnością obiegu – maleją wówczas w szczególności straty dławienia [4]. Straty te są nadzwyczaj duże w przypadku dwutlenku węgla, natomiast odgrywają znacznie mniejszą rolę dla obiegów amoniakalnych.

### Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej analizy obiegów kaskadowych oraz dwustopniowych z zastosowaniem amoniaku i dwutlenku węgla można wyciągnąć wniosek, że efektywność energetyczna COP obiegu kaskadowego CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> przy założonych parametrach obliczeniowych osiąga maksymalną wartość dla temperatur spięcia międzystopniowego wynoszących (-10;-15)°C, zaś dalsze obniżanie tej temperatury powoduje spadek efektywności energetycznej obiegu. Instalacje kaskadowe CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> są korzystniejsze energetycznie w odniesieniu do klasycznych amoniakalnych układów dwustopniowych.

Pomimo wszystkich zalet dwutlenku węgla jako czynnika roboczego, ze względu na wysokie wartości ciśnień roboczych do budowy instalacji na CO<sub>2</sub> wymagane jest stosowanie specjalnych materiałów i rozwiązań konstrukcyjnych odpowiednio dostosowanych do warunków pracy tego czynnika. W sposób oczywisty może to wpłynąć na gorszą efektywność ekonomiczną takiego rozwiązania, bowiem należy spodziewać się wyższych kosztów elementów składowych układu kaskadowego.

Osobnym problemem jest zagadnienie postępu układu, bowiem jedną z cennych zalet układu CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> jest to, że w trakcie pracy ciśnienia robocze w dolnej kaskadzie są w granicach do około 50-60 bar. Podczas postępu istnieje możliwość znacznego przekroczenia ciśnienia w instalacji co powoduje, iż wymagane są znacznie wyższe ciśnienia dopuszczalne. Traci się wówczas

wspomnianą powyżej zaletę tych układów. Z tego powodu w układach kaskadowych są stosowane różne rozwiązania systemów obniżania ciśnienia stojowego. Ich praca może znacząco wpływać na pogorszenie efektywności energetycznej tych układów. Zagadnienia postępującej instalacji kaskadowych CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> oraz możliwości poprawy ich efektywności energetycznej są nadal otwartym problemem badawczym i będą przedmiotem kolejnych publikacji.

LITERATURA

[1] PEIXOTO R.A., BUTRYMOWICZ D., CRAWFORD J., GODWIN D., HICKMAN K., KELLER F., ONISHI H.: Residential and Commercial Air Conditioning and Heating, Chapter 5 of the Special Report "Safeguarding the ozone layer and the global climate system: issues related to hydrofluorocarbons and perfluorocarbons", IPCC and UNEP, Cambridge University Press, New York, USA, 2005.

[2] 2006 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee, United Nations Environmental Programme, UNEP, Nairobi, Kenya, January, 2007.

[3] GUTKOWSKI K.M., BUTRYMOWICZ D.J.: Chłodnictwo&Klimatyzacja, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2007.

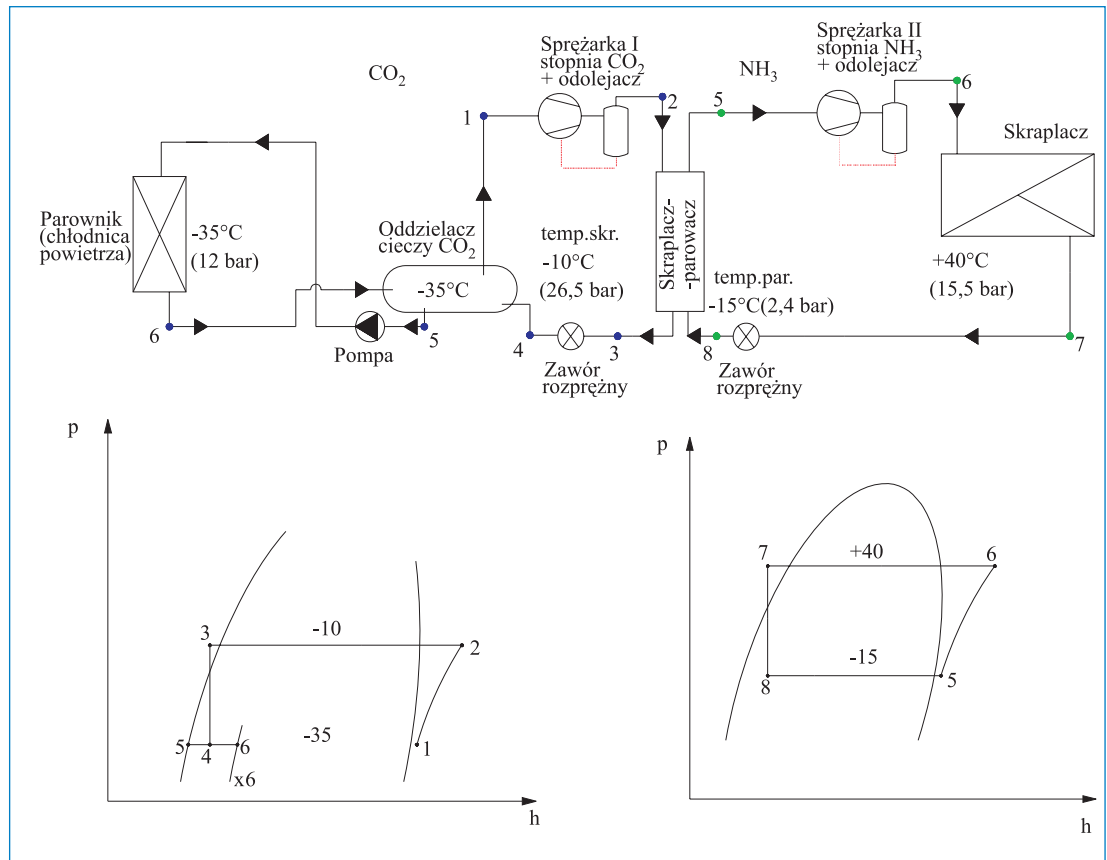
[4] ANGIELCZYK W., BUTRYMOWICZ D., BARTOSIEWICZ Y. DUDAR A.: Analysis of Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle with Two-Phase Ejector, 5th International Conference on Transport Phenomena In Multiphase Systems, Białystok, Poland, 2008.

[5] BONCA Z., BUTRYMOWICZ D., TARGAŃSKI W., HAJDUK T.: Nowe czynniki chłodnicze i nośniki ciepła. Własności cieplne, chemiczne i użytkowe, MASTA, Gdańsk, 2004.

[6] KALINOWSKI K., PALIWODA A., BONCA Z., BUTRYMOWICZ D., TARGAŃSKI W.: Amoniakalne urządzenia chłodnicze. Podstawy teoretyczne, budowa, działanie, tom I, MASTA, Gdańsk 2000.

[7] CZAPP M., CHARUN H., BOHDAL T.: Wielostopniowe sprężarkowe urządzenia chłodnicze. Podstawy teoretyczne i zasady obliczeń obiegów, Koszalin, 1994.

[8] CZAPP M., CHARUN H., BOHDAL T.: Urządzenia chłodnicze sprężarkowe parowe. Pod-



Rys. 10. Schemat przykładowej instalacji kaskadowej w układzie NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub>, oraz wykresy poszczególnych stopni kaskady w układzie p-h

Tabela 2. Zestawienie wyników obliczeń dla układu kaskadowego NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> przedstawionego na rys. 10

Temp. spięcia międzystopniowego [°C]	(0;-5)	(-5;-10)	(-10;-15)	(-15;-20)	(-20;-25)
$m_I \rightarrow (CO_2)$ [kg/s]	1,647	1,666	1,595	1,581	1,492
$m_{II} \rightarrow (NH_3)$ [kg/s]	0,470	0,444	0,432	0,416	0,423
$Q_k$ [kW]	620,4	612,7	606,2	611,5	624,0
$P_{II} \rightarrow (CO_2)$ [kW]	62,62	51,65	43,06	28,44	19,37
$P_{III} \rightarrow (NH_3)$ [kW]	113,9	111,0	112,4	133,1	164,9
COP	2,55	2,77	2,89	2,78	2,44

stawy teoretyczne i obliczenia, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2003.

[9] HOFFMAN R.S.: Perspektywy zastosowania dwutlenku węgla (R744), Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna, No. 2, 2003.

[10] BAGIŃSKI D. BONCA Z.: Ocena techniczno-ekonomiczna kaskadowego systemu chłodzenia opartego na układzie amoniak – dwutlenek węgla, Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna, nr 2, nr 3, nr 4, 2008.

[11] SCHNOTALE J., BARDZIEJ T.: Ocena wpływu temperatury międzystopniowej na efektywność energetyczną kaskadowego urządzenia ziębniczego z CO<sub>2</sub> i NH<sub>3</sub> jako ekologicznymi czynnikami ziębniczymi, Chłodnictwo, Vol. 39, No. 7, 2004.

[12] RUSAK Z.: Dwutlenek węgla w strefie sublimacji. Koncepcja niskotemperaturowej instalacji ziębniczej, Chłodnictwo, Vol. 41, No. 1-2, 2006.

[13] KRUSE H.: Chłodnictwo komercyjne na drodze zrównoważonego rozwoju, Chłodnictwo, Vol. 41, No. 5, 2006.

[14] STENHEDE C.: Wymienniki ciepła w systemach kaskadowych dwutlenku węgla, Vol. 42, No. 9, 2007.

[15] RUSOWICZ A.: Kierunki rozwojowe czynników chłodniczych, Chłodnictwo & Klimatyzacja, No. 10, 2005.

[16] GÓRSKI J., RABCZAK S.: Zastosowanie CO<sub>2</sub> w chłodnictwie – zalety i wady, Chłodnictwo & Klimatyzacja, No. 10, 2006.

[17] OUADHA A., HADDAD C., ENNACER M., IMANE O.: Performance comparison of cascade and two-stage refrigeration cycles using natural refrigerants, 22nd International Congress of Refrigeration 2007, Beijing.