



Analiza egzergetyczna chłodziarek pracujących w elektrycznych kriokomorach ogólnoustrojowych

Paweł Dorosz

*Politechnika Wroclawska
Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Katedra Inżynierii Kriogenicznej, Lotniczej i Procesowej
E-mail: pawel.dorosz@pwr.edu.pl*

STRESZCZENIE

Krioterapia ogólnoustrojowa jest coraz powszechniej stosowanym zabiegiem, który polega na przebywaniu w komorze, w której panuje temperatura poniżej -100°C . Kriokomory podzielić można na dwie kategorie: komory zasilane ciekłymi gazami oraz kriokomory zasilane energią elektryczną. W przypadku kriokomór elektrycznych, do wytworzenia mocy chłodniczej wykorzystuje się obecnie głównie chłodziarki kaskadowe. W artykule zaproponowano zastosowanie chłodziarki Joule'a-Thomsona (J-T) zasilanej mieszaniną gazów, zamiast chłodziarki kaskadowej. Przeprowadzono analizę egzergetyczną dwóch chłodziarek, z uwzględnieniem strat w poszczególnych komponentach. Sprawność egzergetyczna chłodziarki kaskadowej i chłodziarki J-T, która wytwarza moc chłodniczą w kriokomorze, dla przyjętych warunków roboczych w obu przypadkach wynosi ok. 24%. Przy tej samej sprawności egzergetycznej, chłodziarka J-T zasilana mieszaniną gazów cechuje się prostszą budową, a przez to większą niezawodnością. Ponadto, koszt wytworzenia tej chłodziarki jest niższy (mniej komponentów), dlatego wykorzystanie tej chłodziarki do wytwarzania mocy chłodniczej w kriokomorze ogólnoustrojowej wydaje się być uzasadnione.

SŁOWA KLUCZOWE: *kriokomora ogólnoustrojowa, chłodziarka kaskadowa, chłodziarka Joule'a-Thomsona, analiza egzergetyczna*

1. WPROWADZENIE

1.1. Krioterapia

W ostatnich latach obserwowany jest wzrost wykorzystania niskich temperatur w wielu gałęziach przemysłu, w ośrodkach naukowych czy medycynie. Wykorzystanie

niskiej temperatury w branży medycznej można zaliczyć do szerokiego pojęcia, które nazywane jest kriomedycyną.

Jedną z dziedzin wchodzących w skład kriomedycyny jest kriochirurgia, która wykorzystuje niską temperaturę do trwałego i kontrolowanego niszczenia tkanek. Stosowana głównie w leczeniu zmian skórnych (np. brodawki, znamiona, rak skóry), jak również do leczenia zaburzeń wewnętrznych, poprzez wymrażanie i usuwanie zmian nowotworowych w przypadku raka wątroby, płuc czy prostaty. Głównymi czynnikami wykorzystywanymi w kriochirurgii są ciekły azot, argon oraz dwutlenek węgla.

Niska temperatura znalazła również zastosowanie w krioterapii, która polega na obniżeniu temperatury ciała, bez destrukcyjnego wpływu na tkanki. Obniżenie temperatury skóry powoduje skurcz naczyń krwionośnych i mięśni, co powoduje zmniejszenie przepływu krwi i przemiany materii. W wyniku tego następuje reakcja obronna organizmu, która polega na znacznym rozszerzeniu naczyń krwionośnych co zwiększa przepływ krwi. W konsekwencji znacznie wzrasta ilość tlenu i składników odżywczych dostarczanych do komórek, mięśnie ulegają rozluźnieniu oraz wzrasta przemiana materii. Ponadto następuje pobudzenie układu odpornościowego i nerwowego, a także zmniejszeniu ulega stan zapalny oraz ból. Krioterapia miejscowa polega na ochładzaniu wybranej powierzchni ciała przez pary czynnika roboczego, przez kilka minut. Jest często stosowana w rehabilitacji po urazach np. stawów, a także do doraźnego ukojenia bólu w przypadku urazów doznawanych przez sportowców [1].

Krioterapia ogólnoustrojowa polega na obniżeniu temperatury całego ciała, poprzez przebywanie w komorze, w której panuje temperatura poniżej -100°C (minimalna temperatura wynosi nawet -170°C). Czas przebywania w kriokomorze wynosi do 3 minut. Pacjenci po zabiegu krioterapii ogólnoustrojowej, poza korzyściami medycznymi, odczuwają wyraźną poprawę samopoczucia, dlatego krioterapia cieszy się w ostatnich latach dużą popularnością. Kriokomory ogólnoustrojowe można podzielić ze względu na wiele kryteriów.

W zależności od liczby pacjentów można wyróżnić komory wieloosobowe oraz jednoosobowe. Innym podziałem jest sposób wytwarzania niskiej temperatury.

Część kriokomór wykorzystuje ciepło parowania czynnika kriogenicznego do ochłodzenia powietrza znajdującego się w komorze poprzez wymiennik ciepła. Inne rozwiązania dopuszczają możliwość przebywania osoby bezpośrednio w oparach ciekłego azotu (np. kriosauny), jednak głowa pacjenta znajduje się wtedy w otoczeniu. Rozwiązanie to jest obecnie krytykowane ze względu na możliwość uduszenia pacjenta z powodu znacznie obniżonej zawartości tlenu w bezpośrednim otoczeniu pacjenta.

Kriokomory najbardziej rozróżnia metoda wytwarzania niskiej temperatury. Jedna z nich polega na wykorzystaniu ciepła parowania ciekłego gazu, który dostarczany jest ze specjalnego zbiornika kriogenicznego albo też wytwarzanie mocy chłodniczej poprzez chłodziarkę zasilaną energią elektryczną.

Kriokomory ogólnoustrojowe zasilane ciekłym gazem charakteryzują się stosunkowo prostą budową, możliwością uzyskania temperatury w komorze nawet do -170°C oraz relatywnie niską ceną zakupu. Niewątpliwą wadą tych rozwiązań jest konieczność posiadania dużych zbiorników do przechowywania ciekłych gazów (najczęściej ciekłego azotu). Ponadto, zużycie ciekłego azotu jest wysokie (wynosi nawet kilka kg w trakcie jednego zabiegu), dlatego zbiorniki wymagają częstego zasilania, co może być problemem na obszarach nisko zurbanizowanych. W takich przypadkach koszt transportu ciekłego azotu może przewyższyć koszt samego skroplonego gazu. W przypadku

obszarów mocno zurbanizowanych, gdzie powstają centra SPA, w których oferowane są zabiegi krioterapii, często nie jest możliwe zainstalowanie zbiorników kriogenicznych do przechowywania ciekłego azotu.

Istnieje także ograniczenie wjazdu cystern przewodzących ciekłe gazy, co dodatkowo utrudnia stałe uzupełnianie ciekłego azotu. Problemy te występują głównie w centrach dużych miast, gdzie wzrost usług krioterapeutycznych jest bardzo duży. Dodatkowo, osoby obsługujące kriokomorę są narażone na kontakt z ciekłym azotem, który może powodować poparzenia, a w przypadku wycieku wyparcie tlenu z powietrza, a w konsekwencji uduszenie. Mając na uwadze powyższe wady, coraz popularniejsze staje się rozwiązanie wytwarzania niskiej temperatury przez chłodziarki, które zasilane są energią elektryczną (kriokomory elektryczne). Zaletą tego rozwiązania jest brak konieczności posiadania zbiorników, a w konsekwencji cyklicznych dostaw ciekłego azotu. Jedynym produktem ubocznym jest ciepło, które musi zostać rozproszone w otoczeniu, jednak może być zagospodarowane do podgrzewania np. ciepłej wody użytkowej. Wadą tego rozwiązania jest stosunkowo niska efektywność, co przekłada się na wysoki pobór prądu, oraz wysoki koszt inwestycyjny.

Obecnie na rynku kriokomór elektrycznych dostępne są modele wykorzystujące trójstopniowe chłodziarki kaskadowe. Najniższa temperatura jaką są w stanie osiągnąć te chłodziarki wynosi około -130°C , co jest wartością wyższą niż w przypadku kriokomór zasilanych ciekłym azotem. Jedną z opcji zastąpienia chłodziarki kaskadowej jest wykorzystanie chłodziarki J-T zasilanej mieszaniną gazów. Dzięki temu możliwe byłoby stworzenie relatywnie taniej i prostej chłodziarki, która pozwoliłaby na wytworzenie temperatury poniżej -130°C , przy zachowaniu efektywności egzergetycznej porównywalnej z chłodziarkami kaskadowymi.

1.2. Analizy egzergetyczne układów chłodniczych

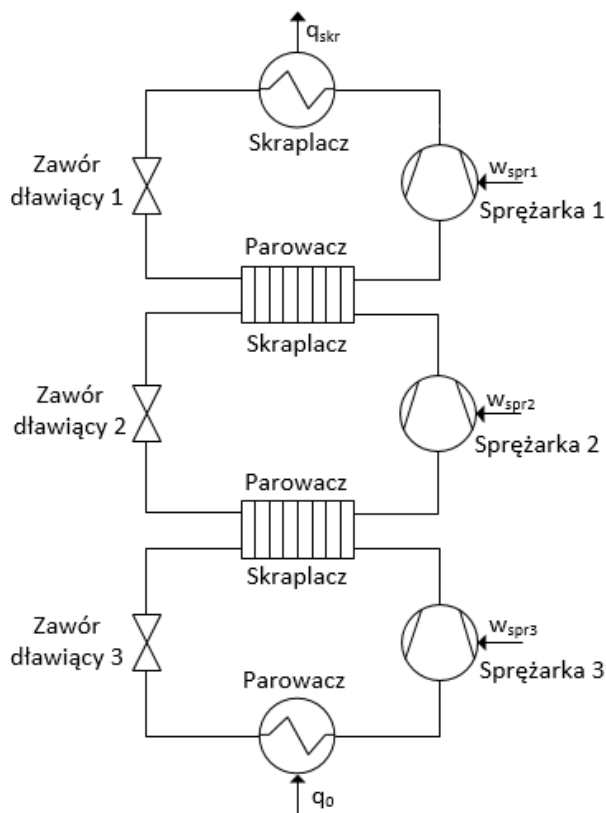
Wyznaczenie efektywności chłodziarek kriogenicznych może być oparte na bilansie energetycznym rozpatrywanego urządzenia. Analiza energetyczna bazuje na pierwszej zasadzie termodynamiki, zatem w relatywnie prosty sposób umożliwia określenie efektywności całego urządzenia. Jednakże, jej główną wadą jest brak możliwości analizy poszczególnych przemian zachodzących w urządzeniu. W związku z tym niemożliwe jest opisanie konkretnego procesu i wyznaczenie jego wpływu na całkowitą sprawność urządzenia.

Korzystając z drugiej zasady termodynamiki, wprowadzono pojęcie egzergii, dzięki któremu możliwa stała się analiza urządzeń pod kątem strat w poszczególnych komponentach realizujących obieg. Dlatego też, analizy egzergetyczne urządzeń ziębnych (także kriogenicznych), są często wykorzystywane do porównywania efektywności chłodziarek wykorzystujących różne obiegi termodynamiczne, a także wyznaczania strat w poszczególnych komponentach, takich jak sprężarki, skraplacze, wymienniki ciepła czy zawory dławiące [2]–[7].

1.3. Idea działania chłodziarki kaskadowej

Moc chłodnicza w chłodziarce kaskadowej wytwarzana jest przez sprzęgnięcie cieplne obiegów Lindego, co zostało schematycznie pokazane na rys. 1. Podstawowy obieg Lindego zbudowany jest z czterech podstawowych komponentów takich jak: skraplacz, zawór dławiący, parownik oraz sprężarka. W chłodziarce kaskadowej parowacz górnego (ciepłego) stopnia jest jednocześnie skraplaczem dolnego (zimnego) stopnia.

Niezależnie od liczby stopni w chłodziarce kaskadowej, moc chłodnicza zawsze rozwijana jest w parowniku najniższego stopnia chłodziarki (q_o), natomiast ciepło skraplania zawsze rozpraszane jest w skraplaczu stopnia najwyższego (q_{skr}).



Rys. 1: Schemat ideowy trójstopniowej chłodziarki kaskadowej

Efektywność chłodnicza (COP) wyrażona jest stosunkiem wydajności chłodniczej (q_o) do pracy sprężania (w), co jest opisane równaniem (1).

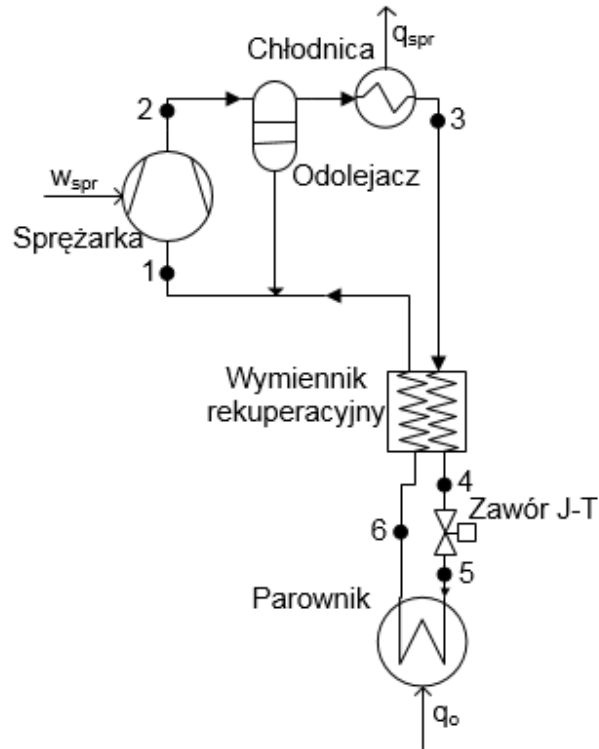
$$COP = \frac{q_o}{w} \quad (1)$$

Zatem, efektywność trójstopniowej chłodziarki kaskadowej można opisać wzorem (2).

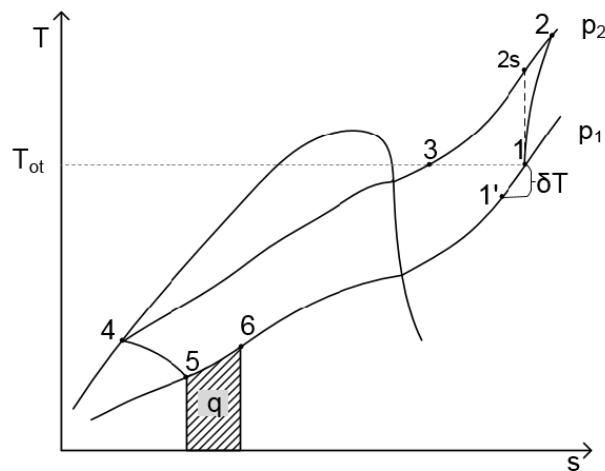
$$COP = \frac{q_o}{w_{spr1} + w_{spr2} + w_{spr3}} \quad (2)$$

1.4. Idea działania chłodziarka Joule'a-Thomsona zasilana mieszaniną gazów

Chłodziarki Joule'a-Thomsona (J-T) zasilane mieszaninami gazów charakteryzują się relatywnie prostą budową, wysoką niezawodnością oraz niskim kosztem wytworzenia. Niewątpliwą zaletą tych chłodziarek jest możliwość zbudowania jednostopniowego układu chłodniczego, z wykorzystaniem seryjnie produkowanych kompresorów chłodniczych, który pozwala na rozwijanie mocy chłodniczej w temperaturze zbliżonej do temperatury wrzenia ciekłego azotu (-196°C). Schemat chłodziarki i odwzorowanie obiegu zostały przedstawione na rys. 2 i 3.



Rys. 2: Schemat chłodziarki J-T zasilanej mieszaniną gazów



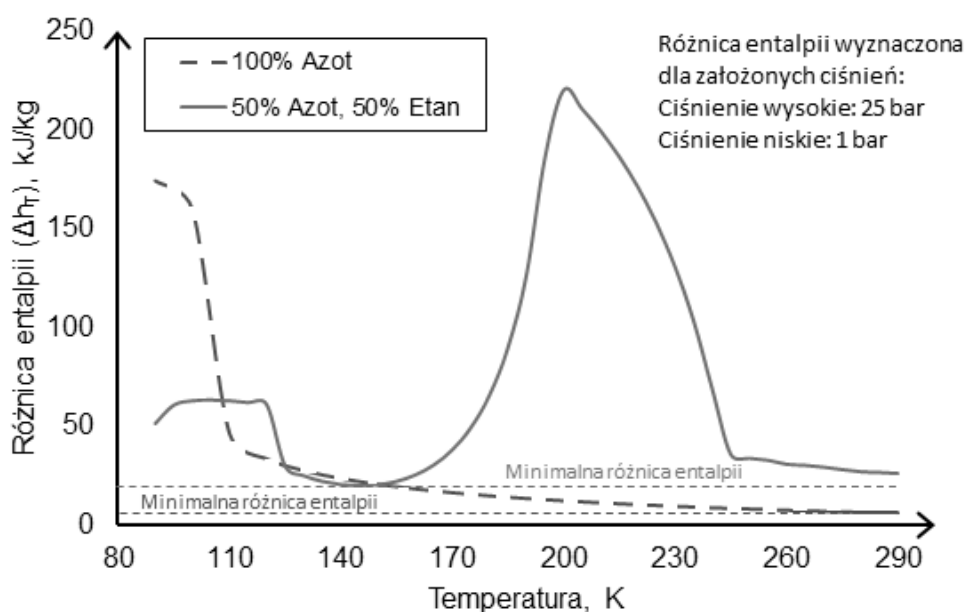
Rys. 3: Odzworowanie obiegu realizowanego przez chłodziarkę J-T zasilaną mieszaniną gazów na wykresie $T-s$

Mieszanina sprężana jest sprężarce chłodniczej (przemiana 1–2) od ciśnienia p_1 do ciśnienia p_2 . Następnie czynnik jest ochładzany w chłodnicy do temperatury otoczenia (przemiana 2–3). Kolejno mieszanina robocza pod wysokim ciśnieniem trafia do wymiennika rekuperacyjnego, gdzie jest ochładzana i skraplana, w wyniku wymiany ciepła ze strumieniem o niskim ciśnieniu (przemiana 3–4) Skroplony czynnik pod wysokim ciśnieniem kierowany jest do zaworu rozprężnego, gdzie obniżane jest ciśnienie (do ciśnienia p_1) oraz temperatura (przemiana 4–5). Wydajność chłodnicza rozwijana jest w parowniku w wyniku nieizotermicznego parowania mieszaniny (przemiana 5–6). Zimny strumień o niskim ciśnieniu, kierowany jest do wymiennika rekuperacyjnego,

gdzie w wyniku wymiany ciepła ze strumieniem o wysokim ciśnieniu, jest podgrzewany do temperatury zbliżonej do temperatury otoczenia (przemiana 6–1'). Następnie czynnik trafia do sprężarki i obieg się zamyka. W wyniku niedoskonałości wymiany ciepła, występuje pewna różnica temperatury (δT) pomiędzy strumieniem o niskim i wysokim ciśnieniu, na ciepłym końcu wymiennika rekuperacyjnego. Różnica ta nazywana jest temperaturą niedorekuperowania i jej wzrost negatywnie wpływa na wydajność chłodniczą chłodziarki.

Jedną z kluczowych kwestii w przypadku chłodziarki J-T zasilanej mieszaniną gazów jest dobór składników mieszaniny roboczej. W przypadku chłodziarek J-T zasilanych czystymi gazami (monogazami), wydajność chłodnicza jest równa różnicy entalpii na ciepłym końcu wymiennika ciepła ($q = \Delta h_T = h_3 - h_1$, bilansując chłodziarkę przedstawioną na rys. 2), co odpowiada różnicy entalpii pomiędzy strumieniami o różnych ciśnieniach w temperaturze otoczenia [8]. Dla chłodziarek wykorzystujących monogazy (np. azot), minimalna różnica entalpii występuje zawsze na ciepłym końcu wymiennika ciepła (rys. 4), zatem teoretyczna wydajność chłodnicza jest równa różnicy entalpii na ciepłym końcu wymiennika rekuperacyjnego ($\Delta h_{T_{\min}}$). W przypadku stosowania mieszaniny, minimalna różnica entalpii może występować w całym zakresie temperatur, co zostało pokazane przykładowo na rys. 4 dla mieszaniny azotu i etanu. Zatem w celu wyznaczenia wydajności chłodziarki zasilanej mieszaniną gazów należy wyznaczyć minimalną różnicę entalpii w całym zakresie temperatur, a nie tak jak w przypadku monogazów tylko na ciepłym końcu wymiennika ciepła. W związku z powyższym, wydajność chłodniczą chłodziarki J-T zasilanej można równaniem (3) [9, 10]. W celu doboru optymalnego składu mieszaniny roboczej, wykorzystano algorytm przedstawiony w literaturze [10].

$$q_o = \Delta h_{T_{\min}} = \min[h(p_2, T) - h(p_1', T)] \quad (3)$$



Rys. 4: Porównanie różnicy entalpii dla czystego azotu oraz mieszaniny azotu i etanu

2. EGZERGIA I SPRAWNOŚĆ EGZERGETYCZNA

Egzergia zdefiniowana jest jako maksymalna praca, jaką można wytworzyć przy przejściu materii ze stanu początkowego, do stanu równowagi termodynamicznej z otoczeniem. W urządzeniach cieplnych, korzysta się z pojęcia egzergii fizycznej, która zależy głównie od temperatury i ciśnienia płynu i opisana jest równaniem (4).

$$e = w_{\max} = f(p, T) = h(T, p) - h_{\text{ot}}(T_{\text{ot}}, p_{\text{ot}}) - T_{\text{ot}}[s(T, P) - s_{\text{ot}}(T_{\text{ot}}, p_{\text{ot}})] \quad (4)$$

Dla obiegów lewobieźnych, egzergię można zdefiniować jako minimalną pracę wymaganą do uzyskania efektu chłodniczego w temperaturze niższej od temperatury otoczenia [11]. Uzyskanie najmniejszego nakładu energetycznego występuje w przypadku realizowania przemian odwracalnych. Obieg, który realizuje przemiany odwracalne jest obieg porównawczy Carnota. Zatem praca lewobieźnego obiegu Carnota jest równa minimalnej pracy wymaganej do wytworzenia efektu chłodniczego. Wiedząc, że efektywność obiegu Carnota jest opisana równaniem (5), to minimalna praca może być wyrażona wzorem (6).

$$\eta_c = \frac{q_o}{-w_{\text{ob}}} = \frac{T_o}{T_{\text{ot}} - T_o} \quad (5)$$

$$e = w_{\min} = w_{\text{ob}} = q_o \left(1 - \frac{T_{\text{ot}}}{T_o}\right) \quad (6)$$

Analiza egzergetyczna może być wykorzystana do porównania obiegów chłodniczych, a także wyznaczania strat w komponentach realizujących obieg. Jest to główna przewaga analizy egzergetycznej nad analizą energetyczną, która pozwala tylko na wyznaczenie efektywności kompletnego urządzenia, bez oceny poszczególnych procesów.

2.1. Sprawność egzergetyczna

Wszystkie urządzenia cieplne realizują przemiany nieodwracalne, co przekłada się na występowanie strat egzergii, a zatem konieczność wykonania dodatkowej pracy. Sprawność egzergetyczna chłodziarki (η_e) można wyrazić jako stosunek pracy minimalnej (w_{\min}) do pracy rzeczywistej obiegu (w_{rz}) (równanie (7)). Przekształcając równanie, można także zapisać, że sprawność egzergii jest równa jedności pomniejszonej o stosunek sumy strat egzergii w poszczególnych komponentach ($\sum \Delta e$) do pracy rzeczywistej obiegu (w_{rz}).

$$\eta_e = \frac{w_{\min}}{w_{\text{rz}}} = \frac{w_{\text{rz}} - \sum \Delta e}{w_{\text{rz}}} = 1 - \frac{\sum \Delta e}{w_{\text{rz}}} \quad (7)$$

2.2. Straty egzergii w poszczególnych komponentach

Zarówno chłodziarka J-T, jak i chłodziarka kaskadowa składają się z podstawowych elementów takich jak sprężarka, element dławiący oraz wymienniki ciepła.

W obiegu rzeczywistym, w każdym z tych komponentów generowane są straty egzergii. Równania pozwalające na obliczenie strat egzergii w poszczególnych komponentach zostały przedstawione w tab. 1 [12]. W analizie pominięto straty wynikające ze skończonej różnicy temperatur pomiędzy temperaturą ośrodka i wrzącego czynnika (parownik), a także temperaturą otoczenia i skraplanego czynnika (skraplacz).

Tabela 1: Straty egzergii w poszczególnych komponentach chłodziarek

Komponent	Wzór ogólny	Strata egzergii
Sprężarka	$\Delta e_{\text{spr}} = e_{\text{in}} - e_{\text{out}} - w_{\text{spr}}$	$\Delta e_{\text{spr}} = T_{\text{ot}}(s_{\text{out}} - s_{\text{in}})$
Skrapacz/chłodnica	$\Delta e_{\text{skr}} = e_{\text{in}} - e_{\text{out}}$	$\Delta e_{\text{skr}} = q_{\text{skr}} - T_{\text{ot}}(s_{\text{in}} - s_{\text{out}})$
Wymiennik rekuperacyjny	$\Delta e_{\text{wr}} = \Delta e_{(1 \text{ in} - 1 \text{ out})} + \Delta e_{(2 \text{ in} - 2 \text{ out})}$	$\Delta e_{\text{wr}} = (h_{1 \text{ in}} - h_{1 \text{ out}}) - T_{\text{ot}}(s_{1 \text{ in}} - s_{1 \text{ out}}) + (h_{2 \text{ in}} - h_{2 \text{ out}}) - T_{\text{ot}}(s_{2 \text{ in}} - s_{2 \text{ out}})$
Zawór dławiący	$\Delta e_{\text{zd}} = e_{\text{in}} - e_{\text{out}}$	$\Delta e_{\text{zd}} = T_{\text{ot}}(s_{\text{out}} - s_{\text{in}})$
Parownik	$\Delta e_{\text{par}} = e_{\text{in}} - e_{\text{out}} + q_o(1 - T_{\text{ot}}/T_o)$	$\Delta e_{\text{par}} = (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_{\text{ot}}(s_{\text{in}} - s_{\text{out}}) + q_o(1 - T_{\text{ot}}/T_o)$

3. ANALIZA EGZERGETYCZNA CHŁODZIARKI KASKADOWEJ I CHŁODZIARKI J-T ZASILANEJ MIESZANINĄ GAZÓW

3.1. Założenia projektowe

Prowadzona analiza ma na celu porównanie strat egzergii w poszczególnych komponentach oraz wartości sprawności egzergetycznej, dwóch rozpatrywanych chłodziarek. Nie analizowano budowy samej komory oraz trybów pracy (np. ilu pacjentów może przebywać w komorze jednocześnie, czy w komorze zastosowano przedsionek, etc). Założono, że komora jest bez przedsionka, a wymagana moc chłodnicza wynosi 1 kW (zbliżona do mocy chłodniczej kriokomory jednoosobowej). Przyjęto, że temperatura wytwarzania mocy chłodniczej wynosi -130°C , temperatura w komorze wynosi -115°C , a temperatura otoczenia 20°C . Wszystkie założenia zostały przedstawione w tab. 2.

Tabela 2: Założenia projektowe dla chłodziarki w kriokomorze ogólnoustrojowej

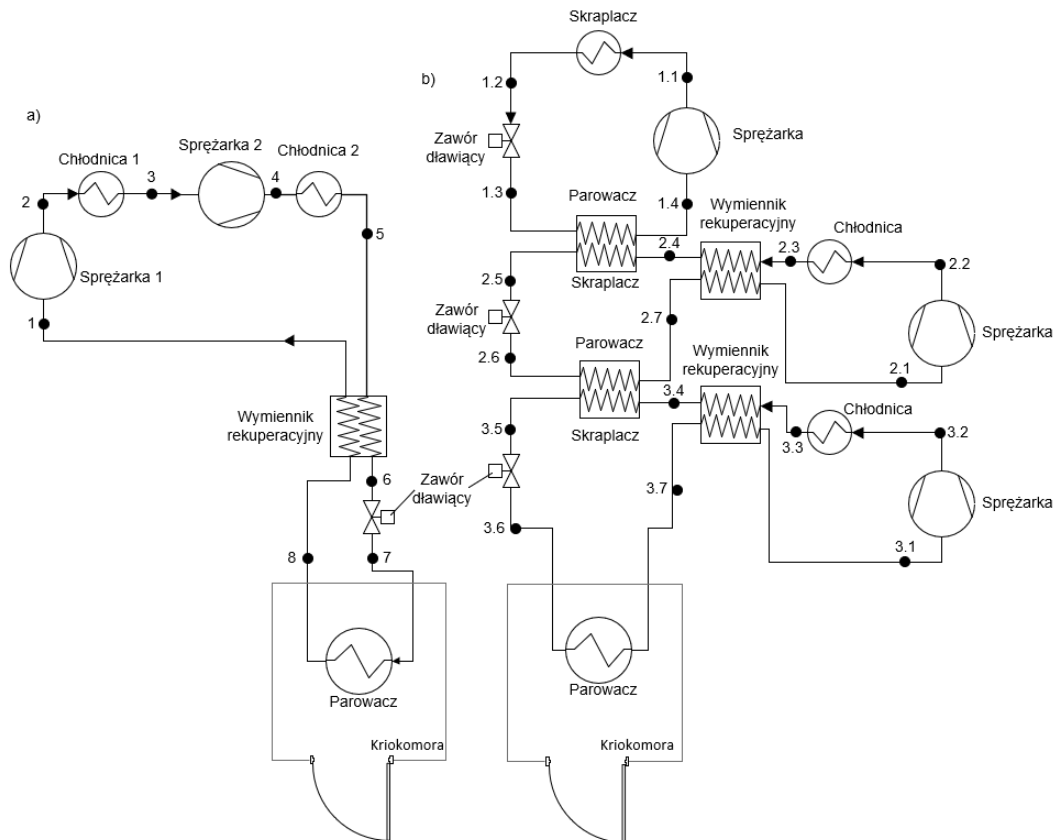
Parametr	Wartość
Moc chłodnicza (Q)	1 kW
Temperatura wytwarzania mocy chłodniczej (T_{kr})	-130°C
Temperatura powietrza w komorze (T_o)	-115°C
Temperatura otoczenia (T_{ot})	20°C
Różnica temperatur w płytowych wymiennikach ciepła (ΔT)	7 K
Spadek ciśnienia w wymiennikach ciepła (Δp)	15 kPa
Sprawność izentropowa sprężarek (η_{spr})	65%
Ciśnienie ssania sprężarek (p_1)	1,1 bar

Temperatura w komorze została przyjęta na podstawie danych udostępnianych przez producentów kriokomór elektrycznych. W przypadku kriokomór zasilanych ciekłym azotem, możliwe jest uzyskanie temperatury zbliżonej do temperatury wrzenia ciekłego azotu. Niemniej jednak w przypadku kriokomór elektrycznych, producenci podają, że minimalna temperatura w komorze mieści się w zakresie od -120°C do -110°C . Wpływ tej temperatury w dalszym ciągu korzystnie wpływa na ludzki organizm.

Sprawność obiegu Carnota, dla rozpatrywanych temperatur, tj. temperaturze powietrza w komorze ($T_o = -115^{\circ}\text{C}$) oraz temperaturze otoczenia ($T_{ot} = 20^{\circ}\text{C}$), można wyznaczyć za pomocą wzoru (8).

$$\eta_c = \frac{T_o}{T_{ot} - T_o} \quad (8)$$

Na rysunku 5 przedstawiono schemat dobranych instalacji chłodniczych, które służą do zasilania kriokomory. Na schemacie zaznaczono także punkty charakterystyczne dla danych układów chłodniczych. Uzasadnienie doboru ilości stopni w chłodziarce kaskadowej, a także występowanie sprężania dwustopniowego w chłodziarce J-T, zostało przedstawione odpowiednio w podrozdziale 3.2 oraz 3.3.



Rys. 5: Schemat chłodziarki Joule'a-Thomsona (a) oraz kaskadowej (b) z zaznaczonymi punktami charakterystycznymi

3.2. Wyznaczenie parametrów roboczych i analiza egzergetyczna chłodziarki kaskadowej

Chłodziarki kaskadowe realizują kilka obiegów Lindego, które są sprzęgnięte cieplnie. Jedną z kluczową kwestii wpływającą na efektywność chłodziarek kaskadowych jest odpowiedni dobór temperatur pośrednich. Ich liczba uzależniona jest od liczby

stopni chłodziarki. W przypadku trzystopniowej chłodziarki kaskadowej występują dwie temperatury pośrednie. Temperatury pośrednie można wyznaczyć na podstawie równania (9) [8].

$$T_m = (T_{ot}^{i-m} \cdot T_o^m)^{1/i} \quad (9)$$

gdzie: T_m – temperatura pośrednia m -tego stopnia, i – liczba stopni chłodziarki kaskadowej.

Dla rozpatrywanej chłodziarki trzystopniowej ($i = 3$), w której temperatura wytwarzania chłodu (T_o) wynosi -130°C , a temperatura otoczenia ($(T_{ot}) + 20^\circ\text{C}$, temperatury pośrednie opisane są równaniami (10) oraz (11).

$$T_1 = (T_{ot}^{3-1} \cdot T_o^1)^{1/3} = -42,5^\circ\text{C} \quad (10)$$

$$T_2 = (T_{ot}^{3-2} \cdot T_o^2)^{1/3} = -91,5^\circ\text{C} \quad (11)$$

Znając wartości temperatur pośrednich oraz temperatury wytwarzania chłodu oraz otoczenia, możliwe jest dobranie odpowiednich czynników roboczych do danego stopnia. Do rozważań przyjęto czynniki nietoksyczne i niepalne. Dobre czynniki i ich wybrane własności przedstawiono w tab. 3.

Tabela 3: Podstawowe parametry czynników dobranych do obiegów chłodziarki kaskadowej

Obieg	Zakres temperatur	Czynnik	T_{wrz}	T_{kr}	p_{kr}	GWP
1	$+20^\circ\text{C} \div -43^\circ\text{C}$	R-410a	-48°C	$72,8^\circ\text{C}$	49,1 bar	2 088
2	$-43^\circ\text{C} \div -92^\circ\text{C}$	R-23	$-82,3^\circ\text{C}$	$25,9^\circ\text{C}$	48,3 bar	12 400
3	$-92^\circ\text{C} \div -130^\circ\text{C}$	R-14	-128°C	$-45,7^\circ\text{C}$	37,4 bar	7 390

Kryterium doboru była jak najmniejsza różnica pomiędzy normalną temperaturą wrzenia danego czynnika, a temperaturą wytwarzania mocy chłodniczej w danym obiegu. Czynniki w obiegu nr 2 i 3 charakteryzują się wysokim współczynnikiem tworzenia efektu cieplarnianego (GWP). Jednakże, ze względu na brak innych gazów, które pozwalają na uzyskiwanie zbliżonych temperatur (poza węglowodory, które są palne), dopuszczone jest stosowanie tych gazów w instalacjach poniżej -50°C , zgodnie z Ustawą z dnia 15 maja 2015 r. o substancjach zubożających warstwę ozonową oraz o niektórych fluorowanych gazach cieplarnianych, Dz.U. 2015 poz. 881.

Na podstawie założeń projektowych przedstawionych w tab. 2 oraz dobranych czynników, wyznaczono parametry w punktach charakterystycznych chłodziarki kaskadowej. Wartości parametrów roboczych w danych punktach zostały przedstawione w tab. 4.

Znając parametry robocze w punktach charakterystycznych chłodziarki, obliczono moc niezbędną do zasilania sprężarek, wyznaczono współczynnik efektywności chłodniczej, przeprowadzono analizę egzergetyczną pod kątem wyznaczenia strat w poszczególnych komponentach oraz wyznaczenia sprawności egzergetycznej. Strata strumienia egzergii ($\Delta\dot{E}$) w poszczególnych komponentach została przedstawiona na rys. 6.

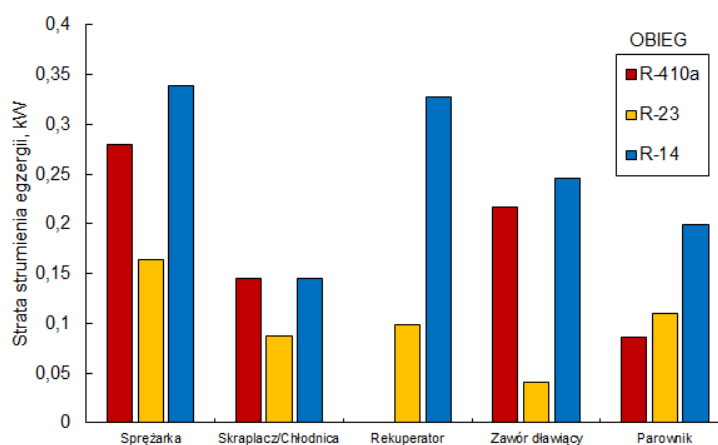
Największe straty występują w obiegu wykorzystującym czynnik R-14, a najmniejsze w obiegu z czynnikiem R-23. Wynika to z zakresu ciśnień w jakim pracują te obiegi. W celu wyznaczenia komponentu, który generuje największe straty, wyniki zostały zsumowane do następujących kategorii: sprężarki, chłodnice/skraplacze, rekuperatory, zawory dławiące i parowniki.

Tabela 4: Parametry robocze chłodziarki kaskadowej

Obieg	Punkt	$T, ^\circ\text{C}$	p, bar	$x, -$	$\dot{m}, \text{kg/h}$
R-410a	1, 1	108	16, 8	1	36,1
	1, 2	25	16, 65	0	
	1, 3	-47, 7	1, 25	0, 41	
	1, 4	-50, 3	1, 1	1	
R-23	2, 1	-7, 4	1, 1	1	26,9
	2, 2	116, 8	6, 7	1	
	2, 3	25	6, 55	1	
	2, 4	-37, 6	6, 4	1	
	2, 5	-43, 2	6, 25	0	
	2, 6	-76, 2	1, 4	0, 18	
	2, 7	-78, 3	1, 25	1	
R-14	3, 1	-36, 7	1, 1	1	48, 6
	3, 2	116, 9	17, 1	1	
	3, 3	25	16, 95	1	
	3, 4	-42, 3	16, 8	1	
	3, 5	-71, 3	16, 65	0	
	3, 6	-123, 3	1, 4	0, 43	
	3, 7	-125	1, 25	1	

Tabela 5: Podstawowe parametry chłodziarki

$\sum \dot{P}, \text{kW}$	\dot{Q}, kW	$COP, -$	$\eta_e, -$	$\sum \Delta \dot{E}, \text{kW}$	$\eta_e, \%$
3,28	1	0,305	1,26	2,49	24,3

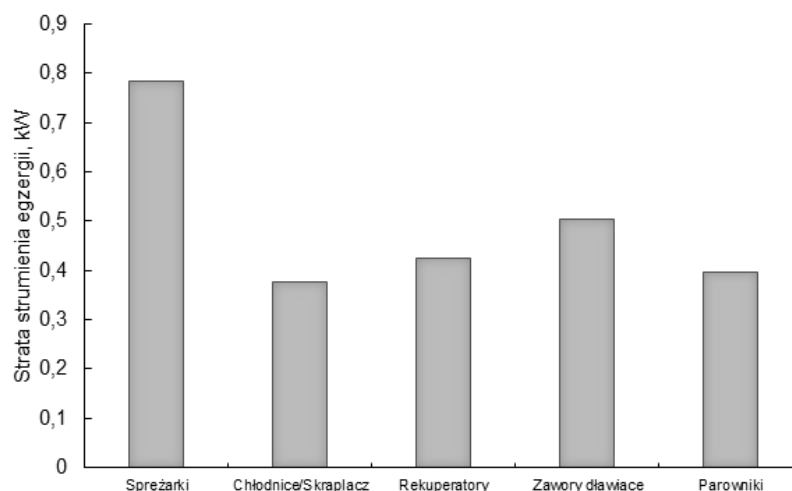


Rys. 6: Straty egzergii w poszczególnych komponentach chłodziarki

Dzięki temu możliwe było wskazanie jednego komponentu, który odpowiada za największe straty w całym systemie chłodniczym. Wyniki analizy przedstawiono na rys. 7.

Największe straty występują w sprężarkach, wynoszą prawie 800 W i są wyraźnie wyższe od strat w pozostałych komponentach. Kolejnymi komponentami są zawory dławiące (ok. 500 W), parowniki i rekuperatory (po ok. 400 W). Najmniejsze straty strumienia egzergii występują w skraplaczu oraz chłodnicach (370 W). Suma strat strumienia egzergii ($\sum \Delta \dot{E}$) wynosi prawie 2,5 kW (tab. 5). Zatem jest to dodatkowa praca,

która musi być wykonana, ze względu na nieodwracalność procesów zachodzących w chłodziarce. Współczynnik efektywności chłodniczej (COP) wynosi 0,3, a sprawność egzergetyczna rozpatrywanej chłodziarki wynosi 24%.



Rys. 7: Zsumowane straty strumienia egzergii w zależności od komponentu

3.3. Wyznaczenie parametrów roboczych oraz analiza egzergetyczna chłodziarki J-T zasilanej mieszaninami

Chłodziarka Joule'a–Thomsona zasilana mieszaninami wykorzystuje sprężarkę, która podnosi ciśnienie czynnika roboczego, składającego się z różnych czynników. W przypadku chłodziarki kaskadowej, dobór czynników opierał się głównie na normalnej temperaturze wrzenia. Czynniki w danych stopniach pracują tylko w temperaturach osiąganym w konkretnych obiegach. W przypadku chłodziarki J-T, wszystkie składniki mieszaniny są schładzane do minimalnej temperatury występującej w chłodziarce.

W związku z tym, część czynników wysokowrzących nie może być wykorzystana, ze względu na zbyt wysoką temperaturę zamrażania (w przypadku większości freonów, których normalna temperatura wrzenia waha się w przedziale od 0°C do -30°C , wynosi ok. -100°C). Dlatego, jako składnik mieszaniny wybrano czynnik R-218, którego temperatura zamrażania wynosi -183°C , a więc nie ma ryzyka zamrożenia czynnika i zablokowania przepływu przez cząstki stałe [13]. Tak jak w przypadku chłodziarki kaskadowej, do rozważań przyjęto czynniki niepalne oraz nietoksyczne. Obecność składnika o wysokiej temperaturze wrzenia jest niezbędna, w celu zwiększenia całkowitego efektu dławienia mieszaniny (patrz rozdział 1.3). Doboru składu mieszaniny roboczej dokonano w oparciu o algorytm przedstawiony w literaturze [10]. Skład mieszaniny roboczej został przedstawiony w tab. 6.

Tabela 6: Skład dobranej mieszaniny roboczej

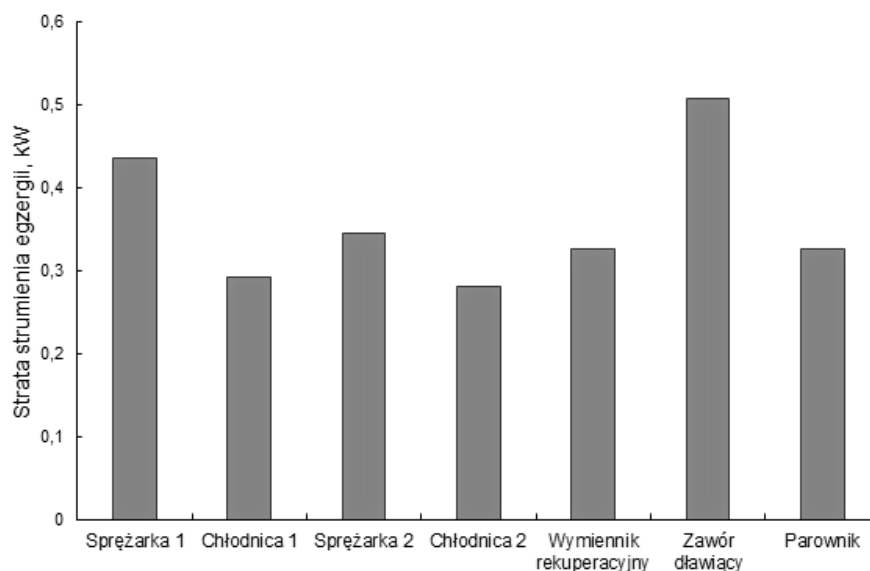
Czynnik	Udział molowy, %
Azot	0,29
R-14	0,455
R-23	0,11
R-218	0,145

Dla wybranej mieszaniny wyznaczono parametry robocze w punktach charakterystycznych obiegu (zgodnie z rys. 5b), w oparciu o założenia projektowe przedstawione w tab. 2. Parametry robocze zostały przedstawione w tab. 7. Ze względu na duży spręż, który wynosi 28, oraz wysoką zawartość azotu w mieszaninie konieczne jest zastosowanie sprężania dwustopniowego (z chłodziwą międzystopniową) w celu obniżenia temperatury tłoczenia (patrz rys. 5). Temperatura tłoczenia w przypadku jednostopniowej sprężarki znacznie przekroczyłaby dopuszczalną wartość temperatury, co w konsekwencji spowodowałoby zatarcie sprężarki (rozkład termiczny oleju, co przekłada się na brak smarowania). Dlatego konieczne jest stosowanie dwóch sprężarek lub jednej sprężarki dwustopniowej.

Tabela 7: Parametry robocze chłodziarki J-T zasilanej mieszaninami

Punkt	$T, ^\circ\text{C}$	p, bar	$x, -$	$\dot{m}, \text{kg/h}$
1	24	1,1	1	81,1
2	116	6,55	1	
3	25	6,4	1	
4	104	28	1	
5	25	27,85	1	
6	-124	27,7	0,06	
7	-142,4	1,4	0,328	
8	-125	1,25	0,543	

Znając parametry w poszczególnych punktach obiegu, wyznaczono pobór mocy sprężarek, a także współczynnik efektywności chłodniczej oraz sprawność egzergetyczną (patrz tab. 8). Przeprowadzono także analizę egzergetyczną w celu wyznaczenia strat w poszczególnych komponentach. Wyniki obliczeń zostały przedstawione na rys. 8.



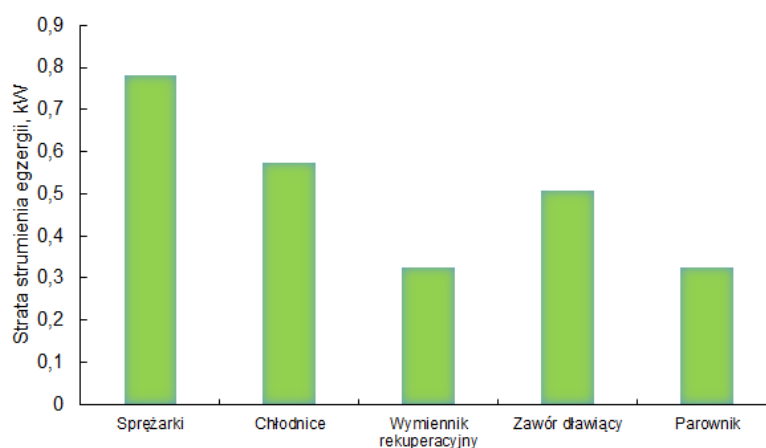
Rys. 8: Straty strumienia egzergii w poszczególnych komponentach chłodziarki J-T zasilanej mieszaniną gazów

Największe straty występują w zaworze dławiącym (około 500 W). W pozostałych komponentach straty rozkładają się mniej więcej równomiernie i wynoszą od 300 do

450 W. W celu kategoryzacji strat w komponentach, zsumowano straty w sprężarkach i chłodnicach, co zostało pokazane na rys. 9. W sprężarkach występują największe straty (niecałe 800 W), kolejno w chłodnicach i zaworze dławiącym (ok. 550 W) oraz parowniku i wymienniku rekuperacyjnym (ok. 350 W). Współczynnik efektywności chłodniczej wynosi 0,3, suma strat egzergii 2,51 kW. Sprawność egzergetyczna chłodziarki J-T zasilanej mieszaniną gazów wynosi 24%.

Tabela 8: Podstawowe parametry robocze chłodziarki J-T zasilanej mieszaniną

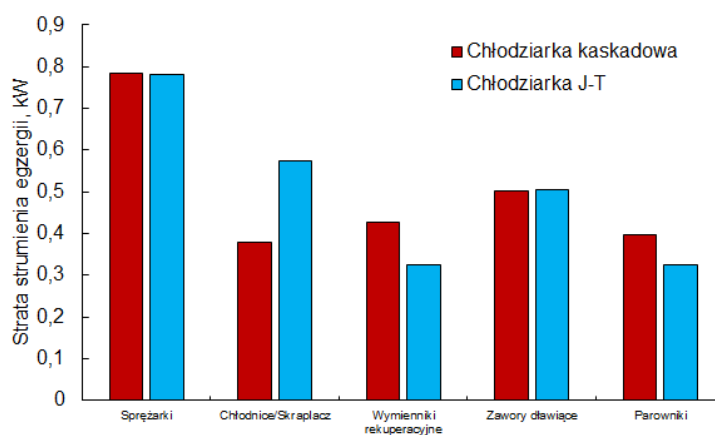
$\sum \dot{P}$, kW	\dot{Q} , kW	COP , -	η_c , -	$\sum \Delta \dot{E}$, kW	η_e , %
3,31	1	0,302	1,26	2,51	24,1



Rys. 9: Zsumowane straty strumienia egzergii w chłodziarce J-T zasilanej mieszaniną gazów

3.4. Analiza porównawcza chłodziarki kaskadowej i chłodziarki J-T zasilanej mieszaniną gazów

Na podstawie przeprowadzonych analiz chłodziarek, można dokonać analizy porównawczej. Dzięki kategoryzacji strat do podstawowych komponentów, takich jak: sprężarki, chłodnice/skraplacze, wymienniki rekuperacyjne, zawory dławiące i parowniki, możliwe jest porównanie strat w tych komponentach, co zostało pokazane na rys. 10.



Rys. 10: Porównanie strat strumienia egzergii w chłodziarce kaskadowej oraz chłodziarce J-T zasilanej mieszaniną

Straty w sprężarkach w przypadku obydwu chłodziarek są niemal takie same. Strata w chłodnicach w przypadku chłodziarki J-T jest wyraźnie wyższa. Wynika to z większej ilości ciepła rozpraszanego w otoczeniu. Straty w zaworach dławiących są porównywalne. Wyraźnie mniejsze straty w chłodziarce J-T, w porównaniu do chłodziarki kaskadowej występują w wymienniku rekuperacyjnym i parowniku. Porównując wartości współczynnika efektywności chłodniczej (COP) oraz sprawności egzergetycznej chłodziarek, można zauważyć, że wartości te są niemal identyczne.

4. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że zarówno chłodziarka kaskadowa, jak również chłodziarka J-T może być wykorzystana do wytwarzania mocy chłodniczej w kriokomorze ogólnoustrojowej. W przypadku rozwijania 1 kW mocy chłodniczej, obydwie chłodziarki charakteryzują się sprawnością egzergetyczną na poziomie 24%.

Chłodziarka J-T zasilana mieszaninami charakteryzuje się znacznie prostszą budową, co przekłada się na znacznie mniejszy koszt wytworzenia chłodziarki, a także jest mniej narażona na awarie w porównaniu do chłodziarki kaskadowej. Ponadto, ze względu na wykorzystywanie jednorodnego czynnika w najzimniejszym stopniu kaskady (R-14), minimalna temperatura w komorze jest ograniczona przez normalną temperaturę wrzenia (zakładając, że nie dopuszczamy pracy w podciśnieniu). W przypadku chłodziarki J-T nie ma tego ograniczenia i możliwe jest osiągnięcie niższej temperatury w komorze, niż w przypadku chłodziarki kaskadowej. Wiedząc, że sprawność chłodziarek jest niemalże taka sama, co przekłada się na porównywalne koszty eksploatacyjne (podobne zużycie energii elektrycznej), rekomendowane jest stosowanie chłodziarki J-T zasilanej mieszaninami, ze względu na możliwość rozwijania mocy chłodniczej w niższej temperaturze, mniejszą awaryjność, a także niższe koszty wytworzenia.

LITERATURA

- [1] Podbielska H, Skrzek A., *Zastosowanie niskich temperatur w biomedycynie*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.
- [2] Dorosz P., Wojcieszak P., Malecha Z., *Exergetic analysis, optimization and comparison of LNG cold exergy recovery systems for transportation*, *Entropy*, **20**, DOI: 10.3390/e20010059, 2018.
- [3] Malwe P.D., Gawali B.S, Thakre S.D, *Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System*, *Int. J. Therm. Technol.*, **4**, 54–57, 2014.
- [4] Ajuka L., Odunfa M., Ohunakin O., *Energy and exergy analysis of vapour compression refrigeration system using selected eco-friendly hydrocarbon refrigerants enhanced with tio₂-nanoparticle*, *Int. J. Therm. Technol.*, **6**, 91–99, 2017.
- [5] Gholamian E., Hanafizadeh P., Ahmadi P., *Advanced exergy analysis of a carbon dioxide ammonia cascade refrigeration system*, *Appl. Therm. Eng.*, **137**, 689–699, 2018.
- [6] Yu J., Tian G., Xu Z., *Exergy analysis of Joule-Thomson cryogenic refrigeration cycle with an ejector*, *Energy*, **34**, 1864–1869, 2009.
- [7] Nawaz Khan A.Z.K., Mamoon Md., Ashar M., *Energy and Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System with R12, R22, R134a*, *Int. J. Emerg. Technol. Adv. Eng.*, **5**, 210–216, 2015.
- [8] Chorowski M., *Kriogenika. Podstawy i zastosowania*, IPPU Masta, Gdańsk 2007.

- [9] Dorosz P., Chorowski M., Piotrowska A., *Performance of the one-stage Joule–Thomson cryocooler fed with a nitrogen–hydrocarbon mixture and built from mass-produced components made for the refrigeration industry*, International Journal of Refrigeration, **82**, 252–261, 2017.
- [10] Dorosz P., Piotrowska A., Pyrka P., Bogdan P. *Analysis of the LNG re-condensation system based on Joule-Thomson cooler*, IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng, **502**, 1–5, 2019.
- [11] Mieczysławski M. *Egzergia w termodynamice. Teoria i zastosowania*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.
- [12] Ahamed J., Saidur R., Masjuki H., *Review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system*, Renew. Sustain. Energy Rev., **15**, 1593–1600, 2011.
- [13] Lee C., Yoo J., Masjuki H., *Visual investigation of solid-liquid phase equilibria for nonflammable mixed refrigerant*, IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., **101**, 1–8, 2015.