



Robert ZARZYCKI*

Wykorzystanie ciepła odpadowego z układu sprężania CO₂ do produkcji wody lodowej

Streszczenie: W pracy przedstawiono problematykę przygotowania ditlenku węgla do transportu i składowania. Wykazano, że najodpowiedniejszą formą transportu ditlenku węgla jest faza ciekła. Przedstawiono podstawy procesu wielostopniowego sprężania z chłodzeniem międzystopniowym. Dokonano analizy wyboru czynnika chłodzącego CO₂, wykazano, że ochłodzenie go do założonego poziomu 20°C wymaga zastosowania urządzenia chłodniczego w postaci chłodziarki absorpcyjnej. Przeprowadzono wielowymiarową optymalizację układów wielostopniowego sprężania z chłodzeniem międzystopniowym, której kryterium była minimalizacja mocy niezbędnej do sprężania, ustalono optymalne parametry ditlenku węgla za każdym stopniem sprężania. Dokonano analizy możliwości wykorzystania ciepła odpadowego z układu międzystopniowego chłodzenia na potrzeby zasilania chłodziarki absorpcyjnej i chłodzenia CO₂ na potrzeby transportu. Ustalono, że w każdym z 4 analizowanych układów istnieje możliwość wykorzystania ciepła odpadowego do tego celu. W dwóch przypadkach istnieje możliwość produkcji chłodu na cele przemysłowe lub komercyjne. Rozważono także możliwość wykorzystania ciepła odpadowego dodatkowo w układzie regeneracji wody zasilającej kocioł parowy.

Słowa kluczowe: ciepło odpadowe, CCS, CO₂, woda lodowa, chłodziarka absorpcyjna

The use of waste heat from the compression of CO₂ for the production of ice water

Abstract: The paper presents the problem of the preparation of carbon dioxide for transport and storage. It has been shown that the most suitable form of carbon dioxide transport is the liquid phase. It shows the base of the process of multi-stage compression with intercooling. An analysis of the choice of refrigerant CO₂, demonstrated that cooling it to a predetermined level of 20°C requires a refrigeration unit in the form of an absorption chiller. Multidimensional optimization systems multistage compression with intercooling was conducted, the criterion of which was to minimize the power required for compression and set optimal parameters of carbon dioxide for each compression ratio. An analysis of the possibilities of using waste heat from the inter-stage cooling needs of the power absorption chiller and cooling CO₂ for transport was carried out. It was found that each of the 4 analyzed systems can utilize waste heat for this purpose. In two cases, producing cold for industrial or com-

* Dr inż., Politechnika Częstochowska, Wydział Infrastruktury i Środowiska, Katedra Inżynierii Energii, Częstochowa; e-mail: zarzycki@is.pcz.czest.pl

mercial purposes was also possible. The possibility of using waste heat in a recovery boiler feedwater steam was also considered

Keywords: waste heat, CCS, CO₂, ice water, absorption chiller

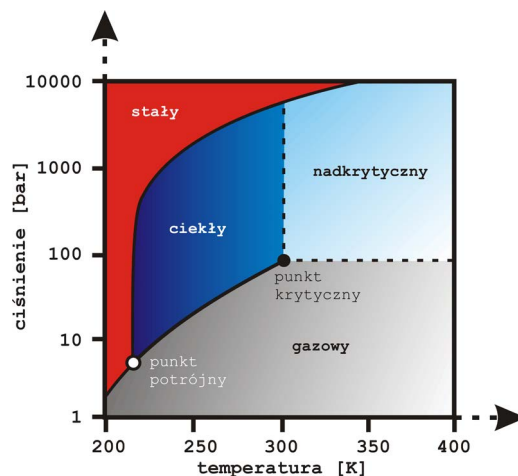
Wprowadzenie

Spalanie paliw kopalnych w wielu krajach, w tym także w Polsce, jest podstawą produkcji energii elektrycznej oraz ciepła. Pomimo ciągłego rozwoju i doskonalenia technologii spalania węgla kamiennego powodują one emisje do atmosfery pyłów, SO_x, NO_x, Hg oraz CO₂, który uważany jest za jedną z głównych przyczyn zmian klimatu. Aby ograniczyć emisję CO₂ do atmosfery, rozwijane są technologie, które pozwalają na jego wychwyt, a następnie składowanie. Do technologii tych należą procesy spalania w powietrzu wzbogaconym w tlen oraz oxyspalania pozwalające na uzyskanie wysokiego stężenia CO₂ w spalinach dochodzącego do 90%. Sposobem ograniczenia emisji CO₂ do atmosfery jest jego wychwyt dzięki technologiom absorpcyjnym i adsorpcyjnym. Pozwalają one na separację ditlenku węgla ze spalin i uzyskanie gazu o wymaganej czystości ze względu na dalsze wykorzystanie (przemysłowe lub składowanie podziemne). Proces separacji CO₂ ze spalin wymaga poniesienia nakładów energetycznych na jego separację. Na chwilę obecną proces separacji CO₂ realizowany jest głównie metodami absorpcyjnymi i adsorpcyjnymi. Mając na uwadze, że blok energetyczny opalany węglem kamiennym o mocy 900 MW_e emituje do atmosfery blisko 175 kg CO₂/s, a węglem brunatnym około 210 kg/s konieczne są dalsze doskonalenie i optymalizacja procesów separacji CO₂ poprzez poszukiwanie np. nowych sorbentów oraz wykorzystania ciepła odpadowego w procesie separacji metodami adsorpcyjnymi. Należy także dążyć do ograniczenia energochłonności procesu sprężania CO₂ na potrzeby transportu i składowania. W pracy przedstawiono wyniki obliczeń wielostopniowego układu sprężania CO₂ z chłodzeniem międzystopniowym z możliwością wykorzystania ciepła odpadowego do produkcji wody lodowej na potrzeby chłodzenia CO₂ lub do celów wykorzystania w innych procesach przemysłowych, np. do chłodzenia dużych obiektów, w tym kopalni węgla kamiennego.

1. Właściwości CO₂

Ditlenek węgla powstaje przy spalaniu paliw kopalnych, procesach chemicznych oraz jest wydalany z organizmów żywych podczas oddychania. W temperaturze pokojowej jest to bezbarwny i niepalny gaz, który jest cięższy od powietrza oraz dobrze rozpuszczalny w wodzie. Występować może w kilku stanach skupienia, a mianowicie: gazowym, ciekłym, stałym (suchy lód) oraz w fazie nadkrytycznej (gęsta faza gazowa). Stan skupienia CO₂ zależy od ciśnienia i temperatury. Diagram fazowy CO₂ przedstawiono na rysunku 1 (Panowski i Zarzycki 2013). Parametry punktu krytycznego dla CO₂ wynoszą 7,375 MPa, 30,98°C oraz 468 kg/m³. Parametry punktu potrójnego wynoszą 0,58 MPa, -56,558°C.

Dwutlenek węgla wyseparowany ze spalin z wykorzystaniem technologii adsorpcyjnych lub absorpcyjnych posiada najczęściej ciśnienie i temperaturę zbliżone do warunków otoczenia. Ditlenek węgla transportowany może być w stanie gazowym (bezpośrednio po separacji),



Rys. 1. Stany skupienia CO₂

Fig. 1. Physical states of CO₂

w fazie ciekłej (po skropleniu) lub w fazie nadkrytycznej. Analizując przedstawiony na rysunku 1 diagram fazowy, można określić zakres parametrów termodynamicznych (temperatura i ciśnienie) możliwych do zastosowania podczas transportu CO₂.

Transport ditlenku węgla w stanie gazowym ograniczony jest przebiegiem krzywej parowania/skraplania. Zakładając, że transport odbywa się rurociągiem nieizolowanym, to w przypadku transportu przy ciśnieniach rzędu 5 MPa może następować jego skraplanie przy spadku temperatury otoczenia (w takich przypadkach konieczne jest obniżenie ciśnienia). Zjawisko to jest bardzo niebezpieczne dla infrastruktury transportującej CO₂, która przystosowana jest do transportu gazu, a nie czynnika dwufazowego lub nawet cieczy. Dodatkowo zawarta w gazowym CO₂ para wodna może powodować w przypadku jego skroplenia przyspieszoną korozję instalacji przesyłowej CO₂. Główną jednak przyczyną przemawiającą na niekorzyść transportu CO₂ w fazie gazowej jest jego niska gęstość.

Faza nadkrytyczna ditlenku węgla występuje powyżej parametrów krytycznych. Dytlenek węgla w tym stanie posiada korzystne parametry fizyczne ze względu na jego transport (gęstość i lepkość). Aby zapewnić transport CO₂ w tej fazie konieczne jest utrzymanie podczas jego transportu parametrów termodynamicznych powyżej punktu krytycznego. W przypadku transportu za pomocą rurociągu ditlenek węgla musi być podgrzewany (szczególnie w okresie zimowym), aby jego temperatura nie spadła poniżej krytycznej, co skutkuje przejściem w stan ciekły. Spadek natomiast ciśnienia transportowanego ditlenku węgla (wskutek oporów przepływu) poniżej krytycznego skutkuje przejściem w fazę gazową. Pomimo korzystnych parametrów fizycznych (gęstości i lepkości) zapewnienie transportowanemu czynnikowi parametrów termodynamicznych powyżej punktu krytycznego może być zadaniem bardzo trudnym ze względów technicznych, dlatego też transport w tej formie należy rozważać jedynie na niewielkie odległości lub stosować izolację rurociągu wraz z podgrzewaniem transportowanego wewnątrz CO₂.

Analizując przedstawiony na rysunku 1 wykres fazowy widoczne jest że faza ciekła CO₂ występować może w szerokim zakresie temperatur, a mianowicie od temperatury punktu potrójnego (−56,558°C) aż do temperatury punktu krytycznego (30,98°C), oczywiście jest, że konieczne jest zapewnienie wymaganego ciśnienia podczas transportu, najlepiej jeśli będzie ono znacznie powyżej ciśnienia krytycznego. Dytlenek węgla w stanie ciekłym posiada jednak większą lepkość niż w stanie gazowym czy nadkrytycznym, jednak cechuje się większą gęstością. Aby zapewnić bezpieczny transport ditlenku węgla w fazie ciekłej, konieczne jest utrzymanie ciśnienia powyżej krytycznego, a temperatury CO₂ poniżej krytycznej lub innych parametrów powyżej linii parowania/skrapłania w obszarze cieczy. Spadek parametrów transportowanego CO₂ poniżej krzywej parowania/skrapłania powoduje powstanie fazy gazowej. Aby uniknąć tego problemu podczas transportu, zaleca się stosowanie ciśnienia w zakresie od 15 do 8 MPa, jednocześnie przy możliwie niskiej temperaturze transportowanego CO₂. W przypadku klimatu, jaki występuje w naszym kraju temperatury otoczenia przekraczające 31°C występują jedynie w okresie letnim wyłącznie w ciągu dnia. Zastosowanie niskiej początkowej temperatury CO₂ oraz dodatkowo izolacji rurociągu zapewni jego transport w formie cieczy nawet w okresie letnim. Na chwilę obecną transport CO₂ w formie ciekłej jest najbardziej korzystny. Aby uzyskać CO₂ w formie ciekłej posiadający parametry termodynamiczne pozwalające na jego bezpieczny transport konieczne jest jego sprężenie, a następnie ochłodzenie.

2. Proces wielostopniowego sprężania CO₂

Wyseparowany ze spalin CO₂ posiadający ciśnienie i temperaturę zbliżone do warunków otoczenia musi zostać sprężony do ciśnienia rzędu 12–15 MPa i ochłodzony do temperatury rzędu 10–25°C zapewniającej jego transport w fazie ciekłej.

Proces sprężania CO₂ realizowany może być przy użyciu sprężarek wyporowych lub przepływowych, jednak ze względu na znaczne strumienie sprężanego CO₂ stosowane są najczęściej sprężarki przepływowe. Podstawy termodynamiczne procesu wielostopniowego sprężania CO₂ przedstawiono w pracy (Panowski i Zarzycki 2013). Pracę sprężania politropowego, które w rzeczywistości ma miejsce, opisuje zależność (1) (Stefanowski 1964):

$$L_t = R \cdot T_0 \cdot \frac{m}{m-1} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (1)$$

- R – indywidualna stała gazowa,
- T_0 – temperatura początkowa zasysania,
- p_0 – ciśnienie początkowe (ssanie),
- p – ciśnienie końcowe (tłoczenie),
- m – ma wartość od 1,4 do 1.

Aby ograniczyć zapotrzebowanie na moc do sprężania strumienia CO₂, stosuje się proces wielostopniowego sprężania z chłodzeniem międzystopniowym. Takie rozwiązanie znacząco ogranicza niezbędną moc do napędu sprężarek, pozwala na zmniejszenie ich ga-

barytów jednocześnie pozwala wykorzystać uzyskany w chłodnicach międzystopniowych strumień ciepła np. w układzie regeneracji wody zasilającej kocioł, do celów ciepłowniczych lub do zasilania chłodziarki lub chłodziarek absorpcyjnych na potrzeby produkcji chłodu. Wzrost liczby stopni sprężania z międzystopniowym chłodzeniem pozwala na zmniejszenie zapotrzebowania na moc, jednocześnie zmniejsza temperaturę gazu po procesie sprężania, co bezpośrednio wpływa na maksymalną temperaturę czynnika chłodzącego na wyjściu z chłodnicy międzystopniowej.

Zapotrzebowanie na pracę przy wielostopniowym sprężaniu adiabatycznym o n stopniach opisuje zależność (2) (Stefanowski 1964):

$$L_t = R \cdot T_0 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot n \cdot \left[\left(\sqrt[n]{\frac{p}{p_0}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (2)$$

- κ – wykładnika adiabaty;
- n – liczba stopni sprężania.

Najczęściej stosuje się układy sprężania od 3 do 6 stopni sprężania z międzystopniowym chłodzeniem, zastosowanie większej liczby stopni sprężania nie przynosi znaczących efektów termodynamicznych (Panowski i Zarzycki 2013) a istotnie podnosi koszty instalacji i zmniejsza jej niezawodność. W przypadku wielostopniowych układów istotny jest właściwy rozdział ciśnień pomiędzy poszczególne stopnie sprężania w celu minimalizacji pracy sprężania. Konieczne jest przeprowadzenie wielowymiarowej optymalizacji której kryterium optymalizacyjnym będzie minimalizacja mocy niezbędnej do sprężenia strumienia CO₂.

3. Proces wielostopniowego sprężania CO₂ z chłodzeniem międzystopniowym zintegrowany z procesem produkcji wody lodowej

Uzyskany w procesie separacji ze spalin CO₂ musi zostać sprężony do parametrów pozwalających na jego transport w fazie ciekłej. Mając na uwadze konieczność przesłania go na znaczne odległości (rzędu 200–300 km) konieczne jest uzyskanie wysokiego ciśnienia początkowego, które pozwoli na pokonanie oporów przepływu CO₂ w rurociągu i zapewni minimalne ciśnienie w rurociągu nie niższe niż 8 MPa. Dlatego też na potrzeby przedstawionych w pracy obliczeń przyjęto ciśnienie początkowe ciekłego CO₂ równe 15 MPa a temperaturę 20°C.

Obliczenia procesu wielostopniowego sprężania z chłodzeniem międzystopniowym przeprowadzono dla bloku 900 MWe z wykorzystaniem opracowanego programu obliczeniowego, w którym zaimplementowano niezbędne parametry fizyczne CO₂ na podstawie prac (Span i Wagner 1996; Vesovic i in. 1990).

Proces wielostopniowego sprężania CO₂ realizowany jest w sąsiedztwie bloku parowego z którego pobierana jest niezbędna moc do napędu sprężarek, która wynosi od 6 do 8% mocy bloku (Chmielniak i Łukowicz 2015). Uzyskane podczas chłodzenia ciepło w chłodnicach międzystopniowych w zależności od jego parametrów może być wykorzystane w układzie

regeneracji wody zasilającej kocioł parowy, do zasilania obiegu ORC, na potrzeby produkcji ciepła systemowego lub na potrzeby produkcji chłodu.

Jak wspomniano powyżej, na potrzeby transportu CO₂ w fazie ciekłej konieczne jest jego ochłodzenie do temperatury poniżej krytycznej np. do 20°C lub niżej. W układzie typowego bloku parowego temperatura kondensatu opuszczającego skraplacz wynosi około 30–40°C i zależna jest od temperatury otoczenia. Wykorzystanie wody opuszczającej skraplacz nie pozwala na ochłodzenie ditlenku węgla do założonego poziomu. Na potrzeby schładzania CO₂ wykorzystać można również wodę chłodzącą z chodni kominowej. Temperatura wody opuszczającej chłodnie jest także zależna od warunków otoczenia. Przykładowe parametry projektowe pracy chodni kominowej zestawiono w tabeli 1 (Chmielniak i Łukowicz 2015).

TABELA 1. Parametry projektowe chłodni kominowej

TABLE 1. Design parameters of the cooling tower

Wyszczególnienie	Jednostka	Projektowe (nominalne)	Maksymalne obliczeniowe	Średnie maksymalne letnie	Zimowe
Obciążenie cieplne chłodni	MW	875	875	875	875
Strefa chłodzenia	K	9	9	9	9
Temperatura powietrza	°C	14,0	35,9	26,7	5,0
Temperatura wilgotnego termometru	°C	12,1	24,2	20,5	4,0
Temperatura wody ochłodzonej	°C	19,1	30,2	26,1	13,3

Analizując zestawione w tabeli 1 wartości temperatury wody ochłodzonej opuszczającej chłodnie można stwierdzić, że jedynie w okresie zimowym możliwe jest za pomocą tej wody ochłodzenie ditlenku węgla do założonej temperatury 20°C. W okresie zimowym, jeżeli panują dodatkowo niskie temperatury, nie jest konieczne chłodzenie CO₂ aż do 20°C, ponieważ w trakcie transportu rurociągiem będzie następowało jego dalsze chłodzenie. Widoczne jest więc, że jedynie w okresie zimowym możliwe jest ochłodzenie CO₂ do wymaganego poziomu na potrzeby transportu za pomocą wody z chłodni kominowej, natomiast w pozostałym okresie czasu parametry wody z chłodni kominowej nie pozwolą tego zrealizować.

Rozwiązaniem tego problemu może być zastosowanie urządzeń chłodniczych, które pozwalają na uzyskanie czynnika chłodzącego o temperaturze rzędu od 5 do 10°C, który pozwoli na osiągnięcie założonego stopnia ochłodzenia CO₂. Możliwe jest zastosowanie sprężarkowych urządzeń chłodniczych, które pozwalają na uzyskanie temperatur poniżej minus 20°C. Zasilane są one energią elektryczną, charakteryzują się wysokim poziomem hałasu, dużymi wymaganiami serwisowymi, małym zapotrzebowaniem na przestrzeń, umiarkowanymi kosztami inwestycyjnymi oraz dość krótkim okresem eksploatacji (10–15 lat) (Kalina 2003). Zasilanie tych urządzeń energią elektryczną podnosi wskaźnik potrzeb własnych oraz obniża zysk ze sprzedaży energii elektrycznej.

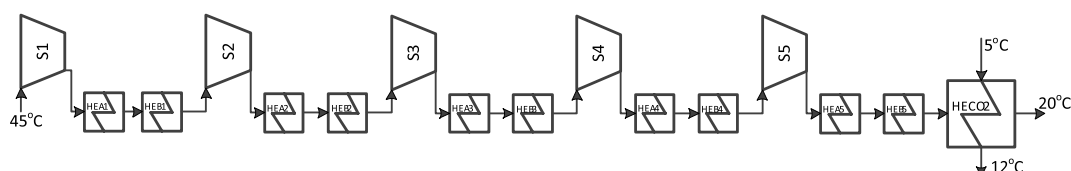
Wśród absorpcyjnych urządzeń chłodniczych wyróżnia się dwa rodzaje: bromowolitowe pozwalające na wytwarzanie czynnika chłodniczego na poziomie ok. 5°C oraz amoniakalne, które pozwalają na osiągnięcie temperatury rzędu minus 60°C. Urządzenia te zasilane mogą

być spalinami, parą nasyconą oraz gorącą wodą. Najniższe temperatury gorącej wody, spotykane w rzeczywistych urządzeniach są na poziomie 70°C (Kalina 2003). Wymagają one także do pracy energii elektrycznej w ilości ok. 1% ich mocy chłodniczej do napędu pomp oraz automatyki chłodziarki absorpcyjnej. Z punktu widzenia potrzeb chłodzenia CO₂ optymalnym rozwiązaniem jest zastosowanie chłodziarki bromowolitowej ze względu na parametry jej zasilania, jak i parametry produkowanego chłodu. Pomimo tego, że chłodziarki sprężarkowe charakteryzują się większą wydajnością chłodniczą (EER = 2–5, podczas gdy chłodziarki absorpcyjne jedynie EER = 0,6–1,2), konsumują więcej energii elektrycznej. Na korzyść chłodziarek absorpcyjnych przemawia ich żywotność (25–30 lat) (Stefaniak 2013). Chłodziarki absorpcyjne wymagają więcej przestrzeni do ich zabudowy. Najważniejsze jednak jest to, że chłodziarka absorpcyjna zasilana może być ciepłem odpadowym z układu chłodzenia sprężanego CO₂ a tym samym nie obciąża ona energetycznie bloku parowego.

Na potrzeby realizacji niniejszej pracy wybrano bromowolitową chłodziarkę absorpcyjną firmy Shuangliang (Shuangliang 2016). Chłodziarka zasilana jest wodą o temperaturze 130°C, dopuszcza się jednak zasilanie chłodziarki wodą o niższej temperaturze np. 120°C (Shuangliang 2016), charakteryzuje się ona wydajnością chłodniczą na poziomie EER = 0,8.

Chłodziarka zasilana jest wodą o temperaturze 130°C, której temperatura wylotowa z chłodziarki wynosi 68°C. Chłodziarka absorpcyjna wytwarza wodę lodową o temperaturze 5°C, do chłodziarki powraca woda o temperaturze 12°C. Chłodziarkę absorpcyjną opuszcza ciepło odpadowe w strumieniu wody o temperaturze 38°C, która po ochłodzeniu np. w chłodni kominowej, powraca do chłodziarki, a jej temperatura wynosi 32°C.

Proces wielostopniowego sprężania z chłodzeniem międzystopniowym przeprowadzono dla układów składających się od 4 do 7 stopni sprężania dla bloku 900 MWe. Schemat przykładowej struktury 5-stopniowego układu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym przedstawiono na rysunku 2. Układ ten składa się z pięciu sprężarek oznaczonych symbolami od S1 do S5 pomiędzy którymi znajdują się po dwa wymienniki ciepła oznaczone odpowiednio od HEA1 i HEB1 do HEA5 i HEB5. Za ostatnim wymiennikiem HEB5 znajduje się wymiennik HECCO₂, którego zadaniem jest ochłodzenie sprężonego ditlenku węgla do 20°C.



Rys. 2. Struktura pięciostopniowego układu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym

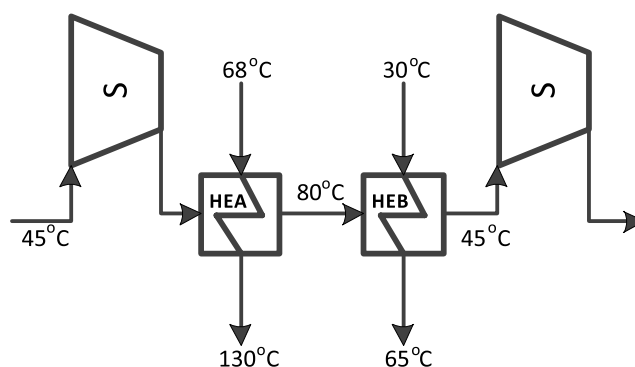
Fig. 2. Structure of 5-stage compression unit with intercoolers

Założono, że sprawność politropowa dla pierwszej sprężarki wynosi 85%, po czym linio-wo ulega zmniejszeniu do 70% w ostatnim stopniu sprężania. Takie założenie przyjęto dla wszystkich analizowanych wielostopniowych układów sprężania. Założono dodatkowo straty ciśnienia dla poszczególnych wymienników ciepła zgodnie formułą (3) (Baldwin 2009).

$$\Delta p = \frac{(14,504 \cdot p_{CO_2})^{0,7}}{10 \cdot 14,504} \text{ [bar]}, \text{ lecz nie więcej niż } 0,344 \text{ bara} \quad (3)$$

- Δp – spadek ciśnienia CO₂ na wymienniku ciepła [bar],
 p_{CO_2} – ciśnienie CO₂ przed wymiennikiem ciepła [bar].

Założono, że wymiennik HEA (rys. 3) pracuje na potrzeby chłodziarki absorpcyjnej i zasilany jest wodą o temperaturze 68°C podgrzewając ją do 130°C, jednocześnie ochładzając CO₂ do 80°C. Wymiennik HEB (rys. 3) zasilany jest kondensatem lub wodą z chłodni kominowej o temperaturze 30°C podgrzewając ją do 65°C, jednocześnie ochładzając CO₂ do 45°C, który kierowany jest do kolejnej sprężarki. Za ostatnim stopniem sprężania układ chłodzenia rozbudowany jest o dodatkowy wymiennik ciepła HECO2 (rys. 2) którego zadaniem jest ochłodzenie CO₂ od 45 do 20°C z wykorzystaniem wody lodowej o temperaturze 5°C przygotowanej w chłodziarce absorpcyjnej.



Rys. 3. Schemat pracy wymienników ciepła na potrzeby zasilania chłodziarki absorpcyjnej

Fig. 3. Scheme working heat exchanger for the purpose of the power absorption chiller

Wyniki obliczeń optymalizacyjnych, których kryterium była minimalizacja mocy niezbędnej do napędu sprężarek dla 4 układów z chłodzeniem międzystopniowym dla strumienia sprężanego CO₂ równego 173,8 kg/s zestawiono w tabelach 2–6. Analizując dane zestawione w tabeli 2 widoczne jest, że wraz ze wzrostem liczby stopni sprężania następuje spadek zapotrzebowania na moc oraz konieczny do odebrania w chłodnicach międzystopniowych strumień ciepła.

TABELA 2. Zapotrzebowanie na moc oraz strumień ciepła odbieranego w chłodnicach w funkcji liczby stopni sprężania

TABLE 2. Power demand and heat flux from the cooling system as a function of number of the group of stages

Liczba stopni sprężania	Zapotrzebowanie na moc układu sprężania [kW]	Strumień ciepła odbierany w chłodnicach międzystopniowych [kW]
4	70 364,5	120 107,3
5	67 481,5	117 224,3
6	65 702,4	115 445,2
7	64 503,5	114 246,4

TABELA 3. Wyniki optymalizacji czterostopniowego układu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym

TABLE 3. The results of optimization of 4-stage compression unit with intercoolers

	Ciśnienie CO ₂ [MPa]	Temperatura CO ₂ [°C]	Strumień ciepła odebrany w		
			HEA [kW]	HEB [kW]	HECO2 [kW]
Przed 1 stopniem sprężania	0,1	45,0	–	–	–
Za 1 stopniem sprężania	0,739	231,1	25 663,5	5 560,8	–
Za 2 stopniem sprężania	3,456	197,1	21 256	6 640,3	–
Za 3 stopniem sprężania	9,517	146,8	16 363,4	18 528,5	–
Za 4 stopniem sprężania	15,069	71,9	0	15 269,5*	–
Za chłodnicą HECO2	15	20,0	–	–	10 825,3

* Temperatura gorącej wody poniżej 65°C.

TABELA 4. Wyniki optymalizacji pięciostopniowego układu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym

TABLE 4. The results of optimization of 5-stage compression unit with intercoolers

	Ciśnienie CO ₂ [MPa]	Temperatura CO ₂ [°C]	Strumień ciepła odebrany w		
			HEA [kW]	HEB [kW]	HECO2 [kW]
Przed 1 stopniem sprężania	0,1	45	–	–	–
Za 1 stopniem sprężania	0,538	198,4	19 774	5 502,9	–
Za 2 stopniem sprężania	2,053	173,5	16 188,2	6 001,9	–
Za 3 stopniem sprężania	5,326	138,9	11 616,8	7 908,4	–
Za 4 stopniem sprężania	9,809	103,5	6 572,1	20 217,6	–
Za 5 stopniem sprężania	15,069	67,43	0	12 616,9*	–
Za chłodnicą HECO2	15	20	–	–	10 825,3

* Temperatura gorącej wody poniżej 65°C.

TABELA 5. Wyniki optymalizacji sześciostopniowego układu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym

TABLE 5. The results of optimization of 6-stage compression unit with intercoolers

	Ciśnienie CO ₂ [MPa]	Temperatura CO ₂ [°C]	Strumień ciepła odebrany w		
			HEA [kW]	HEB [kW]	HECO2 [kW]
Przed 1 stopniem sprężania	0,1	45	–	–	–
Za 1 stopniem sprężania	0,429	175,8	15 820,8	5 472,5	–
Za 2 stopniem sprężania	1,387	155,7	12 782,1	5 763,1	–
Za 3 stopniem sprężania	3,471	133,7	9 764,2	6 648,3	–
Za 4 stopniem sprężania	6,621	107,8	6 056,5	9 319,7	–
Za 5 stopniem sprężania	9,994	82,38	722,9	21 102,2	–
Za 6 stopniem sprężania	15,069	65,03	0	11 167,5*	–
Za chłodnicą HECO2	15	20	–	–	10 825,3

* Temperatura gorącej wody poniżej 65°C.

TABELA 6. Wyniki optymalizacji siedmiostopniowego układu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym

TABLE 6. The results of optimization of 7-stage compression unit with intercoolers

	Ciśnienie CO ₂ [MPa]	Temperatura CO ₂ [°C]	Strumień ciepła odebrany w		
			HEA [kW]	HEB [kW]	HECO2 [kW]
Przed 1 stopniem sprężania	0,1	45	–	–	–
Za 1 stopniem sprężania	0,377	163,1	13 644	5 458,2	–
Za 2 stopniem sprężania	1,109	145,9	10 991,4	5 673,2	–
Za 3 stopniem sprężania	2,643	127,8	8 397,8	6 247,3	–
Za 4 stopniem sprężania	4,968	105,9	5 115,7	7 612,8	–
Za 5 stopniem sprężania	7,71	86,68	1 632,8	11 224,9	–
Za 6 stopniem sprężania	10,193	68,45	0	17 595,3*	–
Za 7 stopniem sprężania	15,069	62,81	0	9 827,4*	–
Za chłodnicą HECO2	15	20	–	–	10 825,3

* Temperatura gorącej wody poniżej 65°C.

Zestawione w tabelach 3–6 wyniki dostarczają informacji o wartościach ciśnień za poszczególnymi stopniami sprężania, wartościami temperatury CO₂ po wyjściu z poszczególnych sprężarek. Zestawiono w nich także wartości strumienia ciepła, jaki należy odebrać w poszczególnych wymiennikach ciepła (HEA, HEB i HECO2). Niezależnie od rozważanej struktury sprężania ilość ciepła, jaką należy odebrać od CO₂ w wymienniku HECO2 dla wszystkich przypadków jest jednakowa i wynosi 10 825,3 kW, wynika to ze stałego strumienia masy CO₂ oraz przyjętych parametrów termodynamicznych. Przyjmując wydajność chłodniczą chłodziarki EER = 0,8, konieczny jest do jej zasilania strumień ciepła w minimalnej ilości 13 531,6 kW. Zakładając zasilanie chłodziarki wodą o temperaturze 130°C konieczne jest, aby temperatura CO₂ przed wymiennikiem ciepła wynosiła co najmniej 145°C. Take warunki spełniają wymienniki HEA1, HEA2, HEA3 dla 4-stopniowego układu, wymienniki HEA1, HEA2 dla 5-stopniowego układu, oraz wymiennik HEA1 dla 6 i 7-stopniowego układu. Zastosowanie powyżej wymienionych wymienników ciepła do produkcji gorącej wody pozwala na wykorzystanie ciepła z chłodzenia międzystopniowego w procesie ochładzania CO₂ na potrzeby transportu. Dla układu 6 i 7-stopniowego pozyskane z ww. wymienników ciepło praktycznie w całości zostanie wykorzystane przez chłodziarkę absorpcyjną. W przypadku natomiast układu 4 i 5-stopniowego istnieje potencjał większej produkcji chłodu niż tylko na potrzeby chłodzenia CO₂. Mianowicie w przypadku układu 4-stopniowego możliwa jest dodatkowa produkcja chłodu na poziomie 37 500 kW, natomiast dla układu 5-stopniowego na poziomie 15 800 kW. Pomimo istniejącego potencjału produkcji chłodu należy rozważyć względy ekonomiczne wykorzystania tego ciepła o wysokich parametrach przekraczających 175°C. Przykładowo dla bloku o mocy 900 MWe, dla którego przeprowadzono obliczenia sprężania CO₂ istnieje możliwość wykorzystania tego ciepła w układzie niskoprężnej regeneracji wody zasilającej kocioł. Układ ten składa się z 4 wymienników ciepła zasilanych parą z upustów turbiny. Parametry pracy po stronie podgrzewanego kondensatu zestawiono w tabeli 7. Wykorzystanie tego ciepła wiąże się ze zmniejszeniem mocy cieplnej wybranego wymiennika z układu regeneracji, jednocześnie

zmniejszając strumień przepływającej wody przez niego, a kierując pozostały strumień do wybranego wymiennika HEA lub HEB, w którym nastąpi podgrzanie wody do temperatury, jaka uzyskiwana jest przez dany wymiennik ciepła. Uzyskany strumień gorącej wody wprowadzany jest do strumienia gorącej wody za wybranym wymiennikiem ciepła. W ten sposób nie ulegną zmianie temperatury oraz ciśnienia w układzie regeneracji.

W przypadku układu 4-stopniowego istnieje możliwość „skierowania” ciepła w ilości blisko 47 000 kW do wymiennika W2 lub W3 lub W4. Wymiennik W1 „zasilony” może być ciepłem pozyskanym z wymienników HEB o temperaturze 65°C w ilości 30 729,6 kW.

W przypadku układu 5-stopniowego dysponując temperaturą CO₂ równą 198,4°C i mocą cieplną 19 774 kW można wykorzystać ją do zasilania wymiennika W2 lub W3 lub W4. Dodatkowo można zasilić wymiennik W2 mocą 11 616,8 kW oraz wymiennik W1 mocą 6572,1 kW. Wymiennik W1 zasilony może być ciepłem pozyskanym z wymienników HEB o temperaturze 65°C w ilości 39 630,8 kW co po uwzględnieniu powyżej przekazanej mocy (6572,1 kW) wymiennik W1 zasilony może być mocą równą 46 202,9 kW.

W przypadku 6-stopniowego układu istnieje możliwość zasilenia wymiennika W3 mocą 12 782,1 kW, W2 mocą 9764,2 kW, W1 mocą 54 362 kW co przekracza zapotrzebowanie wymiennika.

W przypadku 7-stopniowego układu istnieje możliwość zasilenia wymiennika W3 mocą 10 991,4 kW, W2 mocą 8397,8 kW, W1 mocą 41 332,1 kW.

Realizując odzysk ciepła w układzie regeneracji nastąpi zwiększenie strumienia masy przepływającego przez ostatnie stopnie turbiny (zmniejszenie strumieni w upustach) co spowoduje zwiększenie mocy elektrycznej bloku, a tym samym zwiększenie jego sprawności, zwiększenie strumienia ciepła odbieranego w skraplaczu oraz zwiększenie mocy, jaką należy przekazać w poszczególnych stopniach podgrzewu układu regeneracji.

TABELA 7. Parametry pracy wymienników niskoprężnych bloku 900 MWe.

Table 7. Parameters of 900 MWe low pressure heat exchanger unit

Wymiennik	Temp. na wejściu [°C]	Temp. na wyjściu [°C]	Moc cieplna [kW]
W1	33	64	51 300
W2	64	94	49 900
W3	94,3	124	55 100
W4	124	154	56 200

Podsumowanie

Wyseparowany ze spalin ditlenek węgla w celu realizacji jego transportu do miejsca składowania musi zostać sprężony do parametrów zapewniających jego transport w fazie ciekłej. Minimalizacja zapotrzebowania na moc w procesie sprężania wymaga przeprowadzenia wielowymiarowej optymalizacji ciśnień międzystopniowych. Uzyskane wyniki dla 4 układów pozwalają ustalić temperatury oraz strumienie ciepła, jakie należy odebrać w poszczególnych chłodnicach międzystopniowych. Zakładając końcową temperaturę CO₂ na poziomie 20°C należy zastosować do jej uzyskiwania chłodziarkę absorpcyjną zasilaną strumieniem ciepła odpadowego w wybranej chłodnicy międzystopniowej.

Dla wszystkich 4 układów istnieją wymagane parametry termodynamiczne ciepła odpadowego pozwalające na zasilanie chłodziarki na potrzeby chłodzenia CO₂. W przypadku układów 4- i 5-stopniowego poprzez pełne wykorzystanie ciepła odpadowego możliwa jest produkcja wody lodowej, której moc chłodnicza wynosi odpowiednio 37500 kW i 15800 kW. Możliwe jest także wykorzystanie ciepła opadowego w układzie regeneracji wody zasilającej kocioł parowy.

Artykuł powstał w ramach programu badań statutowych Politechniki Częstochowskiej BS/PB-404-301/11.

Literatura

- Baldiwn, P., 2009. *Workshop of Future Large CO₂ Compression System*. Ramgen Power System, March, s. 30–31.
- Chmielniak, T. i Łukowicz, H. 2015. *Modelowanie i optymalizacja węglowych bloków energetycznych z wychwytem CO₂*. Gliwice: Wyd. Politechniki Śląskiej.
- Kalina, J. 2003. Skojarzone wytwarzanie ciepła, zimna i energii elektrycznej w systemach trójgeneracyjnych – aspekty techniczne i ekonomiczne. *Materiały seminarium Kogeneracja w energetyce przemysłowej i komunalnej*. Gliwice.
- Panowski, M. i Zarzycki, R. 2013. Analiza procesowa przygotowania wyseparowanego ze spalin dwutlenku węgla do transportu i składowania. *Polityka Energetyczna – Energy Policy Journal* t. 16, z. 4.
- Shuangliang 2016 [Online] Dostępne w: <http://www.shuangliang.com/eng/product.asp?ID=24> [Dostęp: 14.08.2016].
- Span, R. i Wagner, W. 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. *J. Phys. Chem, Ref. Data* Vol. 25, No. 6.
- Stefaniak, J. 2013. Chłodziarka absorpcyjna w solarnych układach klimatyzacyjnych jako przykład nowoczesnej technologii dla zrównoważonego rozwoju. *Rocznik Ochrona Środowiska* t. 15, s. 1216–1227.
- Stefanowski, B. 1964. *Technika bardzo niskich temperatur w zastosowaniu do skraplania gazów*. Warszawa: WNT.
- Vesovic i in. 1990 – Vesovic, V., Wakeham, W.A., Olchowy, G.A., Sengers, J.V., Watson, J.T.R. i Millat, J. 1990. The Transport Properties of Carbon Dioxide. *J. Phys. Chem Ref. Data* Vol. 19, No. 3.