

Marcin PANOWSKI*, Rober ZARZYCKI**

Analiza procesowa przygotowania wyseparowanego ze spalin dwutlenku węgla do transportu i składowania

STRESZCZENIE. Jednym z głównych problemów przed jakimi stoi obecnie energetyka zawodowa oparta na spalaniu paliw węglowych jest ograniczenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Dla ograniczenia emisji CO₂ w energetyce konieczne jest wyseparowanie, a w następnej kolejności przygotowanie dwutlenku węgla do transportu i składowania. W artykule przedstawiono analizę procesową układu przygotowania dwutlenku węgla do transportu, na potrzeby którego przyjmuje się, że CO₂ winno zostać sprężone do ciśnienia około 12 MPa i schłodzone do około 298K (25°C). Dwutlenek węgla, dla którego analizowano proces przygotowania do transportu pochodził ze spalania węgla kamiennego w układzie nadkrytycznego bloku o mocy 900 MW_e, współpracującego z układem adsorpcyjnej (*Vacuum Pressure Swing Adsorption*) separacji CO₂ ze spalin. Wyseparowany ze spalin metodą VPSA dwutlenek węgla w ilości około 200 kg/s o parametrach 333K (60°C) i 0,005 MPa kierowany był do układu wielostopniowego sprężania z chłodzeniem międzystopniowym. Głównym celem przeprowadzonych obliczeń była minimalizacja zapotrzebowania na moc układu sprężania. Dla realizacji postawionego celu rozważono szereg układów sprężania składających się z różnej liczby grup stopni, przy czym dla każdego wariantu prowadzono pełną optymalizację sprężu na poszczególnych grupach stopni. Uzyskane rezultaty wskazują, że wraz ze wzrostem liczby grup stopni sprężania maleje zapotrzebowanie na moc, jednakże spadek ten jest coraz mniejszy. Dodatkowo, jednocześnie maleją temperatury sprężanego czynnika za poszczególnymi grupami stopni, co ogranicza potencjalne możliwości wykorzystania odzyskanego z układu chłodzenia międzystopniowego ciepła, w obiegu cieplnym bloku energetycznego.

* Dr inż. – Instytut Zaawansowanych Technologii Energetycznych, Politechnika Częstochowska, e-mail: mpanowski@is.pcz.czyst.pl

** Dr inż. – Katedra Inżynierii Energii, Politechnika Częstochowska, e-mail: zarzycki@is.pcz.czyst.pl

W analizowanym przypadku sprężania dwutlenku węgla (wyseparowanego ze spalin pochodzących z bloku 900 MW_e), najbardziej korzystnymi wariantami (z punktu widzenia najmniejszego zapotrzebowania na moc oraz potencjału wykorzystania ciepła odpadowego z chłodzenia międzystopniowego) wydają się być układy złożone z 5 lub 6 grup stopni.

Przedstawione w artykule wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy SP/E/1/67484/10 – Strategiczny Program Badawczy – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

SŁOWA KLUCZOWE: dwutlenek węgla, CCS, sprężanie, modelowanie

Wprowadzenie

Jednym z głównych problemów przed jakimi stoi obecnie przemysł energetyczny jest ograniczenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Dotyczy to przede wszystkim dużej, zawodowej energetyki, jako że w tym sektorze ilości generowanego podczas spalania paliw stałych dwutlenku węgla są ogromne, a w konsekwencji koszty energetyczne związane z ograniczeniem emisji także bardzo duże. Minimalizacja tych kosztów nabiera szczególnego znaczenia, jeżeli analizuje się całościowo proces sekwestracji, który nie dotyczy jedynie problemu wyseparowania dwutlenku węgla (charakteryzującego się wysoką przekraczającą 99% czystością) ze spalin, ale także odpowiedniego przygotowania (głównie poprzez sprężenie) wyseparowanego CO₂ do transportu i późniejszego składowania. Ponieważ zarówno technologie separacji jak i sprężania gazów są powszechnie znane, główny nacisk kładzie się obecnie na problem minimalizacji kosztów energetycznych CCS-u (*Carbon Capture and Storage*), przy czym szacuje się, że koszt ten rozkłada się mniej więcej po równo na separację i sprężanie.

Z ograniczeniem emisji CO₂ w energetyce wiążą się zatem dwa zagadnienia. Z jednej strony problem wyseparowania możliwie dużej ilości dwutlenku węgla o wysokiej czystości, a z drugiej strony przygotowanie wyseparowanego gazu do transportu i składowania. W obszarze separacji – w zależności od tego, czy problem dotyczy już istniejących i funkcjonujących systemów energetycznych, czy też nowych jednostek – rozważa się obecnie dwa główne podejścia: dla jednostek nowych i istniejących ukierunkowane na spalanie w atmosferach wzbogaconych w tlen (tzw. oxy-spalanie), a dla jednostek istniejących ukierunkowane na separację po procesie spalania (tzw. *post-combustion*). Technologie *post-combustion* pozwalają na odzyskanie ze spalin znacznych ilości dwutlenku węgla o zadowalającej czystości, jednak zwykle wymagają wstępnego osuszenia spalin. Z kolei spalanie w atmosferach wzbogaconych w tlen, zwłaszcza w warunkach recyrkulacji gazów spalinowych, bez dodatkowych technologii pozwala na uzyskanie spalin o bardzo wysokim, przekraczającym 70% stężeniu dwutlenku węgla. Stężenie CO₂ w spalinach w dużej mierze zależy tutaj od jego wilgotności. Na skutek zastosowania (tak jak w przypadku *post-com-*

bustion) osuszania spalin, uzyskuje się jednak spaliny zawierające ponad 90% dwutlenku węgla. Ponadto, ważną cechą technologii *oxy* jest to, że można ją także zastosować do istniejących jednostek, przy czym przyjmuje się, że przy stężeniu tlenu w mieszance utleniającej na poziomie 30% technologię można zastosować bezpośrednio bez wprowadzania zmian w systemie, natomiast dla wyższych stężeń konieczne jest przeprowadzenie odpowiednich modernizacji w obrębie kotła energetycznego (Nowak, Czakiert, red. 2012).

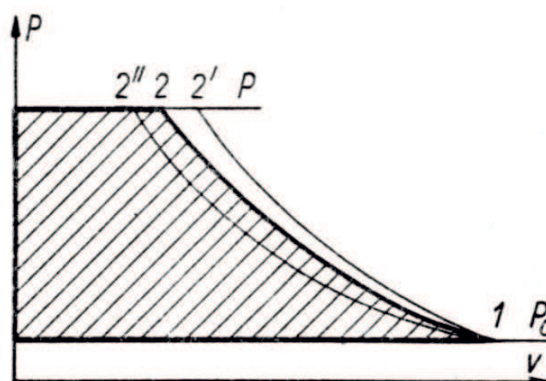
Niemniej jednak, niezależnie od zastosowanej technologii, w efekcie końcowym uzyskuje się suchy, praktycznie czysty dwutlenek węgla, który następnie należy przygotować do transportu.

1. Podstawy termodynamiczne procesu sprężania

Potrzeba uzyskania parametrów wymaganych do przesyłania rurociągami CO₂ wymaga jego sprężenia do ciśnienia 12 MPa. Praca sprężania politropowego (rys. 1, linia 1–2), które w rzeczywistości ma miejsce, opisuje zależność

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

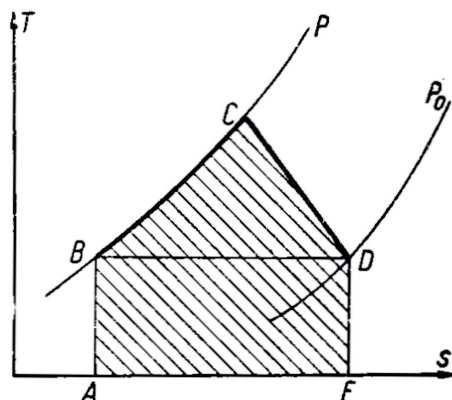
gdzie m ma wartość od 1,4 do 1.



Rys. 1. Praca techniczna sprężania (Stefanowski 1964)

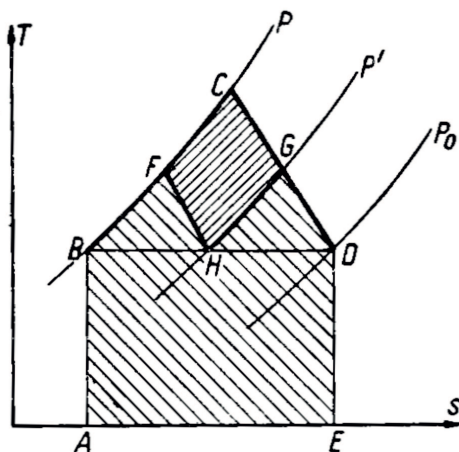
Fig. 1. Work of compression (Stefanowski 1964)

Aby zmniejszyć zapotrzebowanie pracy do napędu sprężarki, stosuje się zwykle sprężanie wielostopniowe z chłodzeniem sprężanego gazu między stopniami. Na rysunku 2 pole $ABCDEA$ przedstawia politropową pracę sprężania w jednym stopniu w układzie T, s , zaś na rysunku 3 — pole $CFHGC$ oszczędność na pracy przy zastosowaniu sprężania dwustopniowego z jednoczesnym chłodzeniem międzystopniowym.



Rys. 2. Sprężanie jednostopniowe w układzie T, s (Stefanowski 1964)

Fig. 2. One stage compression (Stefanowski 1964)



Rys. 3. Sprężanie dwustopniowe w układzie T, s (Stefanowski 1964)

Fig. 3. Two stage compression (Stefanowski 1964)

Im więcej stopni sprężania jest zastosowane, tym większa jest oszczędność na pracy, przy czym zysk ten uwarunkowany jest ochłodzeniem sprężanego gazu po każdym stopniu sprężania do wyjściowej temperatury. Zapotrzebowanie na pracę przy wielostopniowym sprężaniu adiabatycznym o n stopniach opisuje zależność

$$L_t = R \cdot T_0 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot n \cdot \left[\left(\sqrt[n]{\frac{P}{P_0}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$

Zazwyczaj stosuje się 3–4 stopnie sprężania, choć w pewnych rozwiązaniach spotkać można 5- a nawet 6-stopniowe układy sprężarkowe.

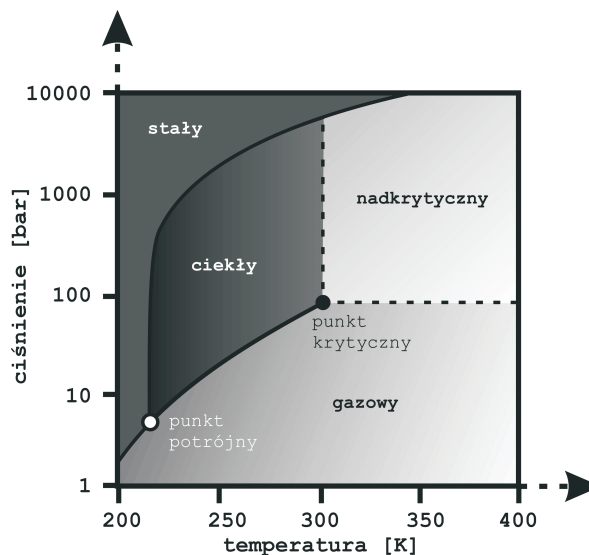
Przyjmując, że w chłodnicach międzystopniowych gaz ochładzany będzie do temperatury gazu zasysanego możliwe jest zmniejszenie pracy sprężania dzięki chłodzeniu międzystopniowemu. Wartość pracy można zminimalizować poprzez odpowiedni dobór poszczególnych ciśnień międzystopniowych. Jeżeli sprężanie jest politropowe i wykładnik politropy jest jednakowy we wszystkich stopniach, a temperatura gazu za każdą chodnicą jest równa temperaturze gazu zasysanego i gaz można traktować jak półdoskonały, to optymalny stosunek sprężania jest we wszystkich stopniach jednakowy.

Przedstawione powyżej zależności można stosować do gazów półdoskonałych dla ciśnień nie przekraczających 4–5 MPa. W przypadku sprężania CO₂ do ciśnienia 12 MPa i temperatury 298K (25°C) należy stosować tablice zawierające rzeczywiste parametry gazu, np. GERG2008 (Tablice termodynamiczne GERG2008). Dysponując właściwościami termodynamicznymi CO₂ jako gazu rzeczywistego możliwe jest obliczenie pracy sprężania dwutlenku węgla do wymaganych parametrów nadkrytycznych (12 MPa, 298K). Wymagana jest jedynie znajomość sprawności izentropowej procesu sprężania dla analizowanego stopnia.

2. Analiza wielostopniowego procesu sprężania CO₂ z międzystopniowym chłodzeniem

W celu umożliwienia transportu wyseparowanego ze spalin CO₂ oraz jego późniejszego składowania przyjmuje się, że dwutlenek węgla musi zostać sprężony do ciśnienia 12 MPa i schłodzony do temperatury około 298K (25°C). Parametry te pozwalają na uzyskanie stanu nadkrytycznego CO₂ (rys. 4) i pozwalają na jego bezpieczny transport w stanie nadkrytycznym do kolejnej stacji sprężającej. Parametry krytyczne CO₂ wynoszą: 304,13K i 7,375 MPa.

Proces sprężania dwutlenku węgla do ciśnienia 12 MPa wymaga dostarczenia znacznych ilości energii do napędu jednostki sprężającej. Ograniczenie zapotrzebowania na moc niezbędną do napędu układu sprężającego CO₂ można uzyskać poprzez odpowiedni dobór struktury układu (liczba stopni) oraz zastosowanie chłodzenia międzystopniowego przy optymalnym rozdziale spręży pomiędzy poszczególne grupy stopni sprężania. W celu określenia i zminimalizowania niezbędnej ilości energii jaką należy dostarczyć do układu sprężającego, w środowisku symulacyjnym IPSEpro opracowano modele symulacyjne

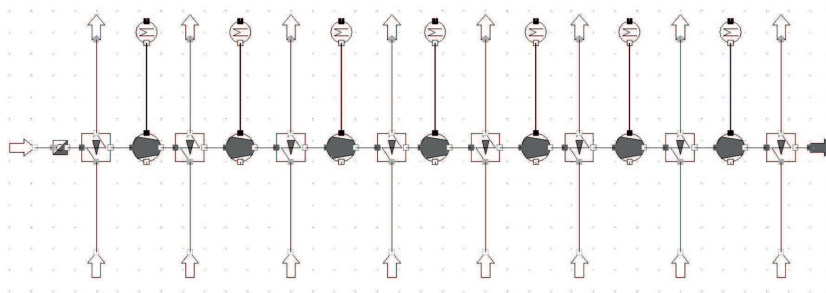


Rys. 4. Stany skupienia CO₂

Fig. 4. Physical states of CO₂

układów wielostopniowego sprężania wraz z chłodzeniem międzystopniowym. Na podstawie dostępnej literatury (Eckert 1959; Stefanowski 1964; Stefanowski, Staniszewski 1959; Szargut 2005; Szargut 1973; Tuliszka 1976) liczbę analizowanych stopni sprężania ograniczono do siedmiu oraz założono, że w obrębie bloku energetycznego na potrzeby chłodzenia międzystopniowego sprężanego CO₂ dostępny jest czynnik chłodzący, pozwalający na ochłodzenie sprężanego dwutlenku węgla do temperatury 313K (40°C).

Na rysunku 5 przedstawiona została struktura najbardziej złożonego z analizowanych przypadków układu siedmiostopniowego procesu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym.



Rys. 5. Struktura siedmiostopniowego układu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym

Fig. 5. Structure of 7-stage compression unit with intercoolers

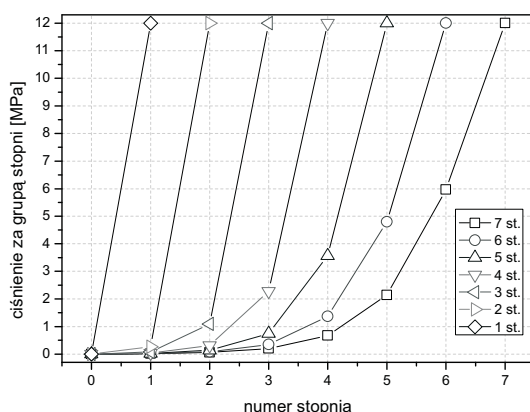
Przedstawiony na rysunku 5 układ składa się z siedmiu grup stopni sprężania oraz ośmiu chłodziw gazu. Pierwsza chłodziwa gazu zabudowana została tuż przed pierwszą grupą stopni. Jej celem jest wstępne ochłodzenie wyseparowanego CO₂ (wychodzącego z jednostki adsorpcyjnej VPSA o temperaturze około 333K (60°C)) do temperatury 313K (40°C). Kolejne chłodziwce zabudowane zostały po każdej grupie stopni i oprócz ostatniej ochładzają one sprężany gaz do temperatury 313K (40°C). Ostatnia chłodziwa gazu zabudowana po ostatniej grupie stopni sprężania jako jedyna ochładza sprężone CO₂ do temperatury 298K (25°C) wymaganej do transportu. Opracowana struktura układu sprężania współpracuje z układem VPSA separacji CO₂ ze spalin. Dwutlenek węgla w tej technologii (VPSA) dla analizowanego przypadku separowany był przy ciśnieniu bezwzględnym równym 0,005 MPa. Niezbędne było więc wyposażenie układu separacji w instalację sprężającą CO₂ i przygotowującą go do transportu (12 MPa).

Dysponując maksymalnie siedmioma grupami stopni sprężania z chłodzeniem międzystopniowym na potrzeby sprężania CO₂ przeprowadzona została optymalizacja ciśnień międzystopniowych (ciśnień za kolejnymi grupami stopni), której kryterium było minimalne zapotrzebowanie całkowitej mocy sprężania.

$$\min\{\sum (P_i = f(p_i))\} \Rightarrow p_{iopt}$$

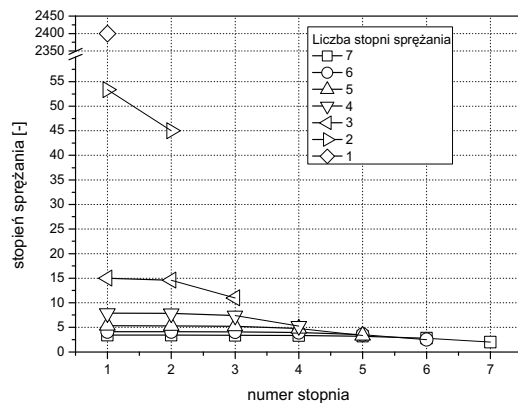
Wyniki obliczeń dla siedmiu przypadków obliczeniowych dla pełnej optymalizacji układów sprężania – począwszy od sprężania siedmiostopniowego a zakończywszy na sprężaniu jednostopniowym – zestawione zostały na rysunkach 6–14.

Na rysunku 6 przedstawiono rozkłady wartości ciśnień międzystopniowych dla analizowanych siedmiu struktur układu sprężania (od jednego do siedmiu grup stopni). Wzrost liczby grup stopni sprężania powoduje wzrost ciśnienia sprężanego czynnika na przedostatnim stopniu. Rysunek 7 ilustruje przebiegi pozwalające na wygodniejszą analizę układu sprężania, pokazuje bowiem rozkłady stopnia sprężania w zależności od liczby grup stopni sprężających. W przypadku jednostopniowego sprężania spręż osiąga wartość 2400, dla



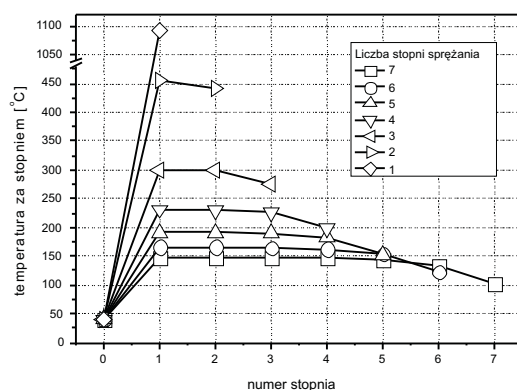
Rys. 6. Rozkłady wartości ciśnień za kolejnymi grupami stopni

Fig. 6. Distribution of pressures after each group of stages



Rys. 7. Rozkłady stopnia sprężania na kolejnych grupach stopni

Fig. 7. Distribution of pressure ratio on each group of stages

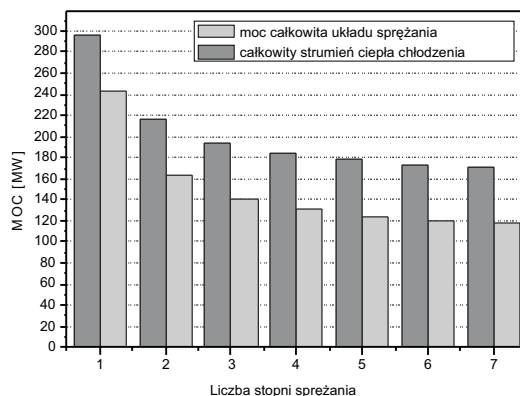


Rys. 8. Rozkłady temperatury za kolejnymi grupami stopni

Fig. 8. Distribution of temperatures after each group of stages

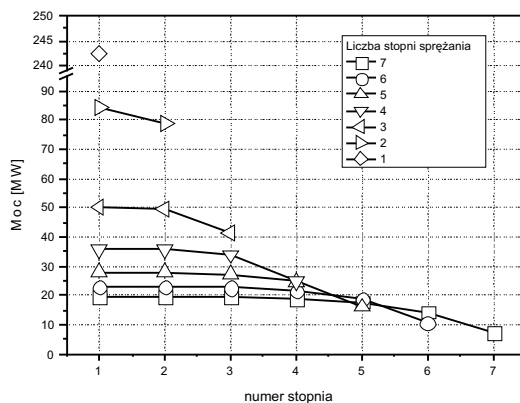
dwustopniowego spręż osiąga wartości odpowiednio 53 i 45. Przedstawione wartości znacznie przekraczają możliwości produkowanych obecnie sprężarek osiowych. Przy trzech stopniach sprężania uzyskano wartości sprężu na poziomie 15 dla dwóch pierwszych stopni sprężania, natomiast w ostatnim wartość ta spada do 11. Dla przypadków od czterech do siedmiu stopni sprężania spręż osiąga już wyraźnie niższe wartości, mieszczące się w zależności od liczby stopni sprężania w zakresie od około 7,5 do około 3,5. Godnym uwagi jest to, że dla przypadków układów sprężania od trzech do siedmiu grup stopni widoczne jest, że wartości sprężu dla tych przypadków dla wszystkich grup stopni oprócz ostatniego są praktycznie jednakowe. Z tego względu też wydaje się, że stosowanie więcej niż 7 stopni sprężania z chłodzeniem międzystopniowym jest nieuzasadnione.

Rozkłady temperatury sprężonego CO₂ za poszczególnymi grupami stopni (a przed chłodnicami międzystopniowymi) przedstawiono na rysunku 8. Na rysunku tym numer



Rys. 9. Zapotrzebowanie na moc oraz strumień ciepła odbieranego w chłodnicach w funkcji liczby stopni sprężania

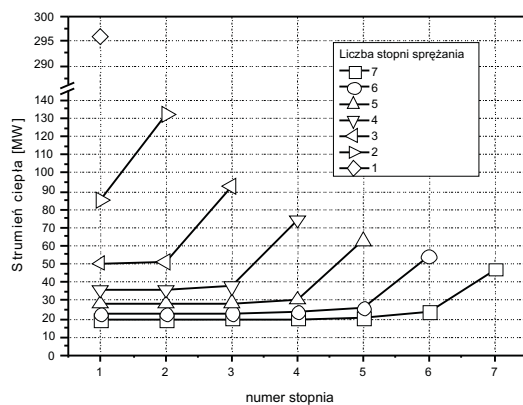
Fig. 9. Power demand and heat flux from cooling system as a function of number of the group of stages



Rys. 10. Zapotrzebowanie na moc sprężania na poszczególnych grupach stopni

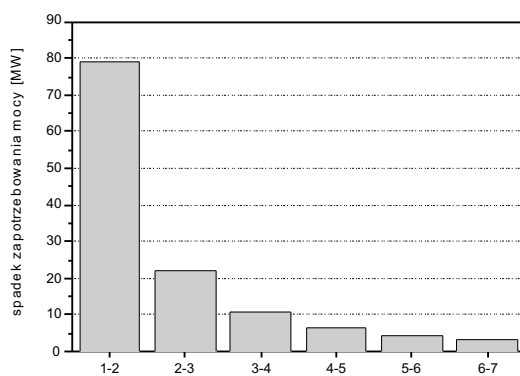
Fig. 10. Power demand for compression on each group of stages

stopnia „0” oznacza punkt usytuowany za chłodnicą wstępną, a przed pierwszym stopniem sprężania. Dla układu składającego się z jednego lub dwóch grup stopni sprężania obserwuje się bardzo wysokie temperatury gazu po procesie sprężania, które są niedopuszczalne ze względu na wytrzymałość mechaniczną urządzeń. Zastosowanie natomiast trzech oraz większej liczby grup stopni pozwala na uzyskanie temperatur sprężanego gazu poniżej 573K (300°C). W przypadku siedmiostopniowego procesu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym średnia temperatura za grupami stopni wynosi około 423K (150°C). Mając na uwadze potencjalne możliwości odzysku ciepła z chłodnic międzystopniowych i wykorzystanie tego ciepła np. w układzie podgrzewaczy regeneracyjnych bloku parowego poziomy temperatury sprężanego CO₂ będzie miał istotny wpływ na możliwości realizacji tego procesu. Niższe temperatury sprężanego CO₂ ograniczają możliwości wykorzystania tego ciepła w układzie bloku parowego.



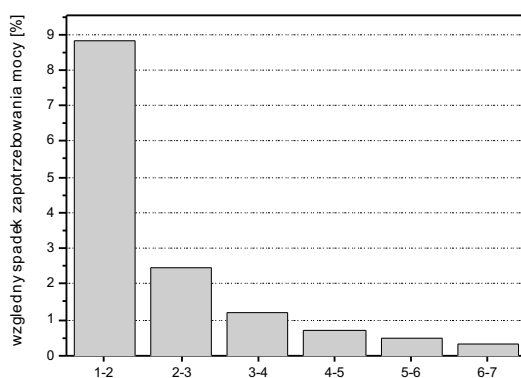
Rys. 11. Wartości strumienia ciepła chłodzenia na poszczególnych chłodnicach

Fig. 11. Heat flux from cooling system on each intercooler



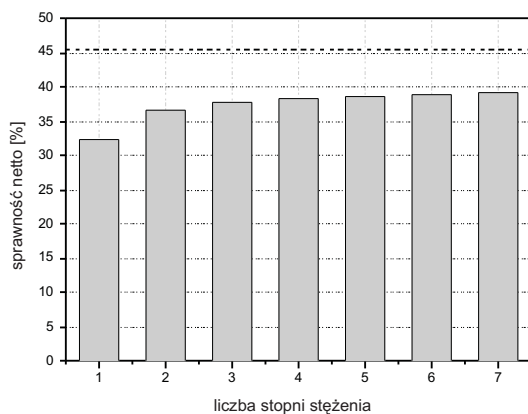
Rys. 12. Spadek zapotrzebowania na moc w funkcji liczby grup stopni

Fig. 12. Decrease of power demand as a function of number of the group of stages



Rys. 13. Względny spadek zapotrzebowania na moc w funkcji liczby grup stopni

Fig. 13. Relative decrease of power demand as a function of the number of the group of stages



Rys. 14. Sprawność netto bloku zintegrowanego z instalacją wielostopniowego sprężania

Fig. 14. Net efficiency of the power plant integrated with multistage compression unit

Zapotrzebowanie na moc do napędu poszczególnych stopni sprężania oraz strumień ciepła, jaki należy odebrać w procesie chłodzenia międzystopniowego, przedstawiono na rysunku 9. W przypadku jednostopniowego sprężania moc potrzebna do napędu sprężarki wynosi ponad 240 MW, co w porównaniu do nominalnej mocy bloku 900 MW stanowi ponad 26%, a ilość ciepła, jaką należy odebrać z chłodzenia sprężanego gazu, w tym przypadku wynosi ponad 295 MW. Wzrost liczby stopni sprężania z chłodzeniem międzystopniowym powoduje zmniejszenie zapotrzebowania na moc niezbędną do sprężania CO₂ oraz ogranicza jednocześnie ilość koniecznego do odebrania strumienia ciepła z chłodzenia międzystopniowego. W przypadku siedmiostopniowego procesu sprężania zapotrzebowanie na moc jest o 50% niższe w porównaniu do procesu jednostopniowego i wynosi jedynie około 117 MW, co stanowi około 13% mocy bloku. Dla tego przypadku pierwsze stopnie sprężania wymagają po około 20 MW, natomiast ostatni stopień sprężania wymaga jedynie około 7 MW mocy, co można wyraźnie zaobserwować na rysunku 10. W przypadku mniejszej liczby grup stopni sprężania niezbędna moc do napędu poszczególnych stopni sprężania odpowiednio wzrasta.

Rozkłady strumienia ciepła odbieranego z procesu chłodzenia międzystopniowego za poszczególnymi grupami stopni przedstawiono na rysunku 11. W przypadku jednostopniowego procesu sprężania ilość odbieranego ciepła wynosi ponad 295 MW z jednej chłodnicy, natomiast dla przypadku 7 stopniowego sprężania odbierany jest strumień ciepła o wartości około 20 MW z pierwszych chłodnic, jednakże z ostatniej chłodnicy należy odebrać strumień ciepła równy blisko 50 MW, co związane jest z odbieraniem ciepła skraplania CO₂ oraz ochładzaniem skroplonego gazu do 298K (25°C). W przypadku mniejszej liczby stopni sprężania na poszczególnych chłodnicach międzystopniowych należy odebrać odpowiednio większe strumienie ciepła.

Przedstawione powyżej wyniki obliczeń procesu sprężania CO₂ dotyczyły układu składającego się maksymalnie z siedmiu stopni sprężania. Potwierdzeniem poprawności przyjętego założenia są wyniki naniesione na rysunkach 12 oraz 13, przedstawiające spadek

zapotrzebowania na moc w procesie sprężania przy wzroście liczby grup stopni oraz względny spadek zapotrzebowania na moc przy wzroście liczby grup stopni sprężania. Jak można zauważyć (rys. 12) wzrost liczby stopni sprężania z 1 do 2 powoduje znaczące ograniczenie zapotrzebowania na moc o około 80 MW, co odpowiada około 9% mocy bloku. Wzrost liczby stopni sprężania z 2 do 3 powoduje w tym przypadku już nieco mniejsze ograniczenie mocy, bo jedynie o około 22 MW, co odpowiada około 2,5% mocy bloku. W kolejnych przypadkach wzrost liczby stopni sprężania z chłodzeniem międzystopniowym nie daje już tak dużych korzyści energetycznych i w przypadku zmiany 6 stopni na 7 spadek zapotrzebowania na moc wynosi już jedynie około 3 MW, co stanowi około 0,3% mocy bloku.

Na rysunku 14 przedstawiono wartość sprawności netto bloku, która bez instalacji sprężania CO₂ wynosi 45,42 % (linia przerywana). W przypadku jednostopniowego procesu sprężania moc netto bloku spada o ponad 13,2% do poziomu około 32,2%, co odpowiada sprawności bloków energetycznych budowanych w latach 70 i 80. W przypadku zastosowania 5, 6 i 7 grup stopni sprężania z chłodzeniem międzystopniowym spadek sprawności kształtuje się na poziomie około 6,5%, co daje sprawność netto wytwarzania energii elektrycznej na poziomie 39%, co z kolei odpowiada jednostkom wytwórczym budowanym w ostatnich latach i obecnie. Jak można zauważyć – analogicznie do rys. 9, 12 i 13 – stosowanie większej liczby grup stopni sprężania niż 7 wydaje się być nieuzasadnione energetycznie.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono analizę systemową procesu sprężania dwutlenku węgla w ilości 200 kg/s, wyseparowanego z zastosowaniem technologii VPSA ze spalin pochodzących z bloku o mocy nominalnej 900 MW_e. Proces separacji dwutlenku węgla realizowany był przy ciśnieniu absolutnym równym 0,005 MPa, a następnie wyseparowane CO₂ sprężane było do ciśnienia równego 12 MPa wymaganego do transportu. W pracy przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne i określono minimalne zapotrzebowania na energię niezbędną w procesie sprężania CO₂, w zależności od przyjętej struktury układu sprężania. Stwierdzono, że wzrost liczby grup stopni sprężania wpływa na ograniczenie zapotrzebowania na wymaganą moc i jednocześnie powoduje spadek temperatury po procesie sprężania CO₂. Mając na uwadze możliwość odzysku tego ciepła i wykorzystanie go w układzie podgrzewu regeneracyjnego czynnika obiegowego bloku energetycznego, oprócz strumienia ciepła, które należy odebrać, ważna jest także temperatura przy jakiej można ten proces realizować. Z tego też względu stosowanie większej liczby grup stopni sprężania niż siedem z międzystopniowym chłodzeniem wydaje się być nieuzasadnione. Dodatkowo należy mieć na względzie to, że stosowanie dużej liczby stopni sprężania może podnieść koszty budowy takiej instalacji (koszt sprężarek, wymienników ciepła i armatury) oraz ze względu na większą złożoność układu zmniejszyć jego niezawodność. Przedstawione w niniejszej pracy

wyniki stanowią podstawę do przeprowadzenia optymalizacji termo-ekonomicznej układu bloku parowego z instalacją wychwytu CO₂ oraz układu sprężania dwutlenku węgla na potrzeby transportu.

Godnym uwagi jest także to, że aktualne tendencje w budowie nowych bloków dotyczą jednostek o mocach rzędu 900 MW_e i więcej, w których parametry pary osiągają temperatury 650/670°C, a sprawności netto takich bloków przekraczają 45%. Jednakże ze względu na konieczność ograniczenia emisji CO₂ i integrację bloku z układem separacji CO₂ oraz przygotowaniem go do transportu, sprawność netto tych jednostek spaść może w optymistycznym wariancie o około 6,5%.

Oznaczenia:

- m – wykładnik politropy
- n – liczba grup stopni sprężania
- p_0 – ciśnienie początkowe sprężanego gazu
- p – ciśnienie końcowe sprężania
- L_t – praca techniczna
- R – indywidualna stała gazowa
- P – moc całkowita niezbędna do sprężenia strumienia gazu
- T_0 – temperatura początkowa
- κ – wykładnik adiabaty
- ξ – stosunek sprężania

Literatura

- NOWAK W., CZAKIERT T. (red.), 2012 – Spalanie tlenowe dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa, ISBN 978-83-7193-531-2.
- ECKERT B., 1959 – Sprężarki osiowe i promieniowe. Zastosowanie, teoria, obliczenia. PWT, Warszawa.
- STEFANOWSKI B., 1964 – Technika bardzo niskich temperatur w zastosowaniu do skraplania gazów. WNT, Warszawa.
- STEFANOWSKI B., STANISZEWSKI B., 1959 – Termodynamika techniczna. PWN, Warszawa.
- Tablice termodynamiczne GERG 2008.
- Instrukcja użytkownika oprogramowania IPSEpro
- SZARGUT J., 2005 – Termodynamika techniczna. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice.
- SZARGUT J., 1973 – Teoria procesów cieplnych. PWN, Warszawa.
- TULISZKA E., 1976 – Sprężarki, dmuchawy i wentylatory. WNT, Warszawa.

Marcin PANOWSKI, Rober ZARZYCKI

Analysis of pre-treatment of carbon dioxide separated from flue gas for transportation and storage

Abstract

One important problem facing the energy sector, especially large power stations utilizing fossil fuels, is the reduction of CO₂ emissions into the atmosphere. To ensure successful reduction, it is necessary to sequester carbon dioxide and then perform an appropriate pre-treatment to make the CO₂'s thermodynamic parameters comply with transportation and storage requirements.

This paper presents a system analysis of the process of carbon dioxide pre-treatment, which is realised by a pressurisation unit equipped with intercoolers, taking into account the destination's parameters for compressed CO₂ of about 12 MPa and 25°C. The carbon dioxide stream wherein compression was analysed was derived from exhaust gas generated from hard coal air-combustion in a supercritical, 900 MW_e power plant boiler, integrated with a VPSA vacuum pressure swing adsorption separation unit. The carbon dioxide stream under study, separated from the flue gas at a rate of 200 kg/s at 60°C and 0.005 MPa, was then directed to a multistage compression unit equipped with intercoolers.

The main aim of the calculations performed was the minimisation of energy demand for compression. To achieve this, many configurations of compression units consisting of differing numbers of compression groups of stages were analysed. Moreover, a full optimisation procedure of pressure ratios (accounting for destination pressure after each group of stages) was performed for each compression unit configuration. The results showed that the energy demand for compression decreases with increasing size of the compression unit; however, the greater the number of groups of stages the less the decrease in the energy demand. It was also observed that as the compression unit grows, the CO₂ temperatures after each group of stages decrease, which may restrict the potential recuperation of heat from the intercooling system into the thermal cycle of the power plant. The results also showed that in the case of compression of carbon dioxide separated by the VPSA from a 900 MW_e supercritical power plant, the most favourable (from the point of view of minimising energy demand and the potential for heat recuperation) configurations of compression units are those consisting of 5 or 6 groups of stages.

The results presented in this paper were obtained from research work co-financed by the National Centre of Research and Development in the framework of Contract SP/E/1/67484/10 – Strategic Research Programme – Advanced technologies for energy generation: Development of a technology for highly efficient zero-emission coal-fired power units integrated with CO₂ capture.

KEY WORDS: carbon dioxide, CCS, compression, modelling