

Marcin PANOWSKI¹
Robert ZARZYCKI²

ANALIZA MOŻLIWOŚCI REKUPERACJI CIEPŁA Z UKŁADU SEPARACJI CO₂ NA POTRZEBY BLOKU ENERGETYCZNEGO

Konieczność ograniczania emisji CO₂ do atmosfery stanowi istotny problem, przed jakim stoi energetyka zawodowa. Koszt energetyczny separacji, niezależnie od zastosowanej technologii, jest duży i przekłada się na znaczący spadek sprawności procesu wytwarzania energii elektrycznej. W pracy przedstawiono rezultaty obliczeń optymalizacyjnych dla bloku nadkrytycznego o mocy 900 MWe zintegrowanego z układem VPSA (Vacuum Pressure Swing Adsorption) adsorpcyjnej separacji dwutlenku węgla i układem przygotowania wyseparowanego gazu do transportu. Celem zrealizowanych obliczeń była analiza możliwości odzysku ciepła z procesu wielostopniowego sprężania CO₂ z chłodzeniem międzystopniowym. Odzyskane ciepło było rekuperowane w układzie regeneracji bloku energetycznego. W pracy przeanalizowano różne miejsca integracji układu chłodzenia z obiegiem cieplnym bloku. Rozważono różne strumienie rekuperowanego ciepła oraz temperatury czynnika. Uzyskane rezultaty wskazują, że poprzez odpowiedni dobór parametrów termodynamicznych czynnika wnoszącego ciepło oraz miejsc jego rekuperacji można zwiększyć całkowitą sprawność energetyczną bloku o ok. 2% (punkty procentowe) w stosunku do wariantu bez odzysku ciepła.

Słowa kluczowe: dwutlenek węgla, modelowanie obiegów ciepłych, CCS, optymalizacja

1. Wstęp

Jednym z głównych problemów, z jakimi musi się zmierzyć przemysł energetyczny, jest ograniczenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Odnosi się to przede wszystkim do dużej, zawodowej energetyki, ponieważ w tym sektorze ilość CO₂ generowanego podczas spalania paliw jest ogromna, a w konsekwencji koszty energetyczne związane z ograniczeniem emisji CO₂ są także bardzo duże. Minimalizacja tych kosztów nabiera szczególnego znaczenia, jeżeli analizuje się całościowo proces sekwestracji, który nie dotyczy jedynie problemu

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Marcin Panowski, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 73, 42-201 Częstochowa, Polska, tel.: (34) 3250988, e-mail: mpanowski@is.pcz.czest.pl

² Robert Zarzycki, Politechnika Częstochowska, e-mail: zarzycki@is.pcz.czest.pl

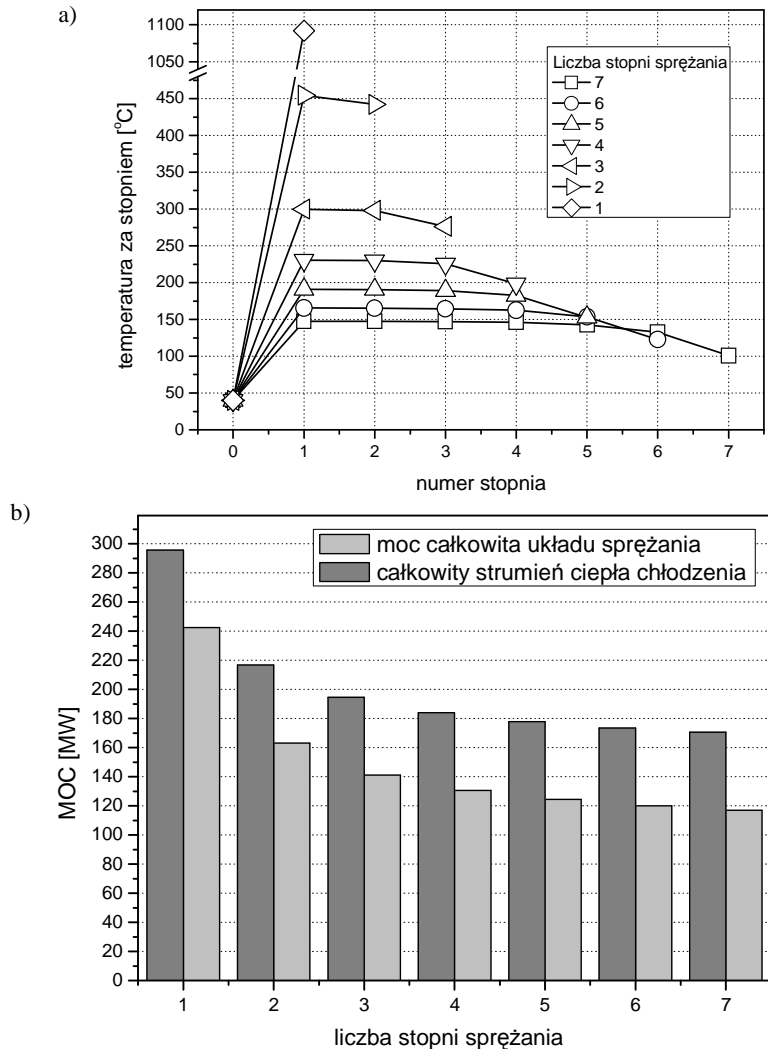
wyseparowania dwutlenku węgla ze spalin, ale także odpowiedniego jego przygotowania (poprzez sprężenie) do transportu i późniejszego składowania. Ponieważ zarówno technologie separacji, jak i sprężania gazów są powszechnie znane, główny nacisk kładzie się obecnie na problem minimalizacji kosztów energetycznych CCS-u, tak aby w jak najmniejszym stopniu obniżyć sprawność wytwarzania energii elektrycznej. Obecnie poszukuje się rozwiązań technologicznych w dziedzinie procesów spalania [1, 2, 3], separacji [5, 6] oraz sprężania CO₂ [4], pozwalających na minimalizację energochłonności całego procesu.

W niniejszej pracy przedstawiono proces sprężania wyseparowanego ze spalin CO₂ i wykorzystania ciepła odpadowego z tego procesu na potrzeby bloku nadkrytycznego o mocy 900 MW_e.

2. Proces sprężania dwutlenku węgla

Na potrzeby realizacji procesu separacji dwutlenku węgla ze spalin dla bloku 900 MW_e zaproponowano technologię adsorpcyjną VPSA. Siłą napędową separacji realizowanej tą technologią jest różnica ciśnień, przy czym po stronie spalin wymaga się podwyższonego ciśnienia, natomiast po stronie produktu – ciśnienia znacznie niższego. Poziom ciśnień jest uzależniony od stosowanego sorbentu. W pracy rozważono separację z wykorzystaniem sorbentu, dla którego optymalny poziom ciśnienia absolutnego spalin wynosi ok. 0,2 MPa, natomiast ciśnienie produktu po stronie desorpcyjnej kształtuje się na poziomie 0,005 MPa. Uzyskany w tym procesie produkt w postaci CO₂ o bardzo niskim ciśnieniu należy na potrzeby transportu i składowania sprężyć do ciśnienia pozwalającego na jego bezpieczny transport w fazie nadkrytycznej. W zależności od struktury układu transportu dwutlenku węgla jest wymagane sprężenie CO₂ do poziomu od 9 do 15 MPa. W niniejszej pracy założono, że wyseparowany CO₂ będzie sprężany na potrzeby transportu do ciśnienia 12 MPa. Strumień wyseparowanego dwutlenku węgla dla bloku 900 MW_e wynosi ok. 200 kg/s.

W celu realizacji procesu sprężania strumienia CO₂ od ciśnienia 0.005 do 12 MPa rozważono wiele struktur procesu sprężania z zastosowaniem chłodzenia międzystopniowego, zmierzającego do ograniczenia energochłonności tego procesu. Mając na uwadze dostępność czynnika na potrzeby procesu chłodzenia międzystopniowego CO₂, zdecydowano się, że będzie to kondensat opuszczający skraplacz bloku o temperaturze ok. 33°C, który pozwoli na ochłodzenie sprężanego CO₂ w chłodnicach międzystopniowych do ok. 60°C. Dla tych założeń przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne, mające na celu określenie wartości optymalnych ciśnień za poszczególnymi sprężarkami. Kryterium optymalizacji stanowiła całkowita moc niezbędna do realizacji procesu sprężania strumienia CO₂. W wyniku minimalizacji przyjętego kryterium ustalono wartości ciśnień oraz temperatur CO₂ za poszczególnymi grupami stopni sprężania (rys. 1a), a także zapotrzebowanie na moc całkowitą do sprężania oraz strumień ciepła odbierany w chłodnicach międzystopniowych (rys. 1b).



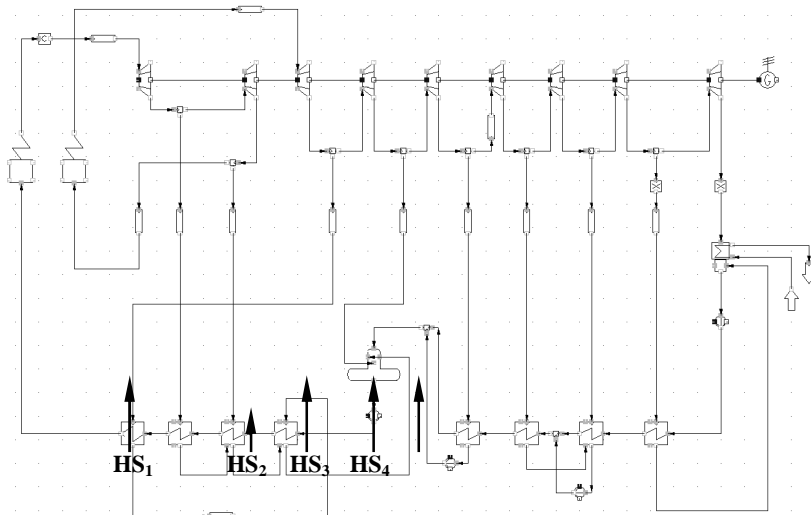
Rys. 1. Temperatury CO₂ za kolejnymi grupami stopni sprężania (a), zapotrzebowanie na moc do sprężania i strumień ciepła odbieranego w chłodnicach (b)

Fig. 1. CO₂ temperatures after following groups of compression stages (a), energy demand for compression and heat flux recovered from intercooler (b)

Rozkłady temperatury sprężanego CO₂ za poszczególnymi grupami stopni (a przed chłodnicami międzystopniowymi) przedstawiono na rys. 1a. W przypadku układu składającego się z jednego lub dwóch grup stopni obserwuje się bardzo wysokie temperatury gazu po procesie sprężania. Z kolei zastosowanie trzech oraz większej liczby grup stopni pozwala na uzyskanie wartości temperatury sprężanego CO₂ poniżej 300°C. W przypadku siedmiostopniowego procesu

spężania z chłodzeniem międzystopniowym średnia temperatura za grupami stopni wynosi ok. 150°C. Ze względu na potencjalną możliwość odzysku ciepła z chłodnic międzystopniowych i wykorzystania tego ciepła, np. w układzie podgrzewaczy regeneracyjnych bloku parowego, poziom temperatury sprężanego CO₂ będzie miał istotny wpływ na możliwości realizacji tego procesu. Niższe temperatury sprężanego CO₂ ograniczają potencjał wykorzystania tego ciepła w układzie bloku parowego. Zapotrzebowanie na moc do napędu poszczególnych układów składających się z różnej liczby grup stopni sprężania oraz strumień ciepła, jaki należy odebrać w procesie chłodzenia międzystopniowego zilustrowano na rys. 1b. Analizując przedstawione dane, można stwierdzić, że zastosowanie czterech lub większej liczby grup stopni sprężających nie wpływa już istotnie zarówno na obniżenie temperatury sprężanego CO₂ ani na zapotrzebowanie na moc do napędu sprężarek. Z tego powodu w pracy poddano analizie jedynie układ 4-stopniowy. Można stwierdzić, że maksymalna temperatura wody z układu chłodzenia międzystopniowego może wynosić 225°C przy strumieniu ciepła 196 MW_t. Na podstawie przyjętych danych określono zakresy zmienności tych parametrów. Założono, że pomimo nieznacznych różnic w temperaturze CO₂ wchodzącego do chłodnic międzystopniowych, wychodzący strumień wody będzie mieszany i transportowany do układu regeneracji już jako jeden strumień o średniej temperaturze. W obliczeniach rozważano temperatury czynnika opuszczającego wymienniki międzystopniowe w zakresie od 195 do 225°C oraz odpowiadające im strumienie ciepła możliwe do wykorzystania w układzie bloku parowego w zakresie od 140 do 196 MW_t.

Na rysunku 2. przedstawiono schemat obiegu parowego nadkrytycznego bloku 900 MW wraz z układem regeneracji wody. Mając na uwadze chęć wykorzystania strumienia ciepła uzyskiwanego z układu międzystopniowego chłodzenia CO₂, wytypowano na podstawie parametrów termodynamicznych pięć potencjalnych miejsc, w które można wprowadzić strumień rekuperowanego ciepła (rys. 2.). Dla wytypowanych miejsc wprowadzania ciepła przeprowadzono wieloparametryczne obliczenia optymalizacyjne, których celem było określenie udziałów poszczególnych strumieni wprowadzanego ciepła (w wytypowane miejsca wprowadzania od HS1 do HS5), maksymalizujących całkowitą sprawność energetyczną bloku. Należy zaznaczyć, że wprowadzanie strumieni ciepła do układu regeneracji bloku było uwarunkowane zachowaniem nominalnych parametrów termodynamicznych czynnika obiegowego w charakterystycznych punktach układu regeneracji. Przekładało się to na zachowanie temperatur i ciśnienia czynnika roboczego przed wlotem do kolejnych wymienników regeneracyjnych. Zmianie ulegały strumienie masy wody i ciepła w układzie regeneracji.

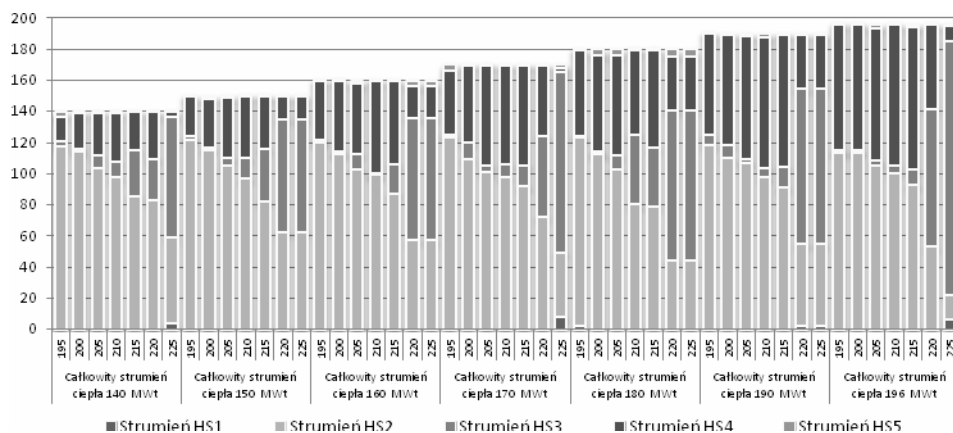


Rys. 2. Schemat bloku energetycznego wraz z wytypowanymi miejscami wprowadzania rekuperowanego ciepła

Fig. 2. The diagram of power unit with typical heat recuperated inlet places

3. Wyniki obliczeń optymalizacyjnych

Na rysunku 3. przedstawiono wartości strumieni ciepła wprowadzane w poszczególne miejsca układu regeneracji od HS₁ do HS₅. Wartości te zestawiono dla zmiennych wartości temperatury wprowadzanego strumienia ciepła oraz dla różnych wartości całkowitego strumienia rekuperowanego ciepła. Widoczne jest,



Rys. 3. Rozdział strumienia rekuperowanego ciepła

Fig. 3. Distribution of recuperated heat flux

że wytypowane miejsca wprowadzania strumieni ciepła nie są równomiernie obciążone. Dla niższych temperatur rekuperowanego czynnika dominujący jest strumień HS₂ oraz w niewielkim udziale strumień HS₄. Wraz ze wzrostem temperatury obserwuje się spadek strumienia ciepła kierowanego w miejscach HS₂ i HS₄, na rzecz znaczącego wzrostu strumienia HS₃. Tendencja ta jest także zachowana w przypadku wzrostu sumarycznego strumienia rekuperowanego ciepła. W odniesieniu do wszystkich analizowanych przypadków optymalizacyjnych można stwierdzić, że właściwie nieistotne są strumienie HS₁ i HS₅.

4. Optymalna struktura układu rekuperacji ciepła z procesu chłodzenia międzystopniowego CO₂

Na podstawie przedstawionych w rozdz. 3. wyników obliczeń (rys. 3.) można stwierdzić, że z punktu widzenia maksymalnej sprawności bloku parowego zintegrowanego z rekuperacją ciepła z układu chłodzenia międzystopniowego istotne są dwa następujące parametry: maksymalny dostępny strumień rekuperowanego ciepła przy jednocześnie możliwie najwyższej temperaturze czynnika. W tabeli 1. zestawiono wyniki obliczeń optymalizacyjnych dla najwyższej sprawności bloku.

Tabela 1. Zestawienie optymalnych parametrów

Table 1. A set of optimal parameters

Temperatura	HS ₁	HS ₂	HS ₃	HS ₄	HS ₅	Σ HS	Moc sprężania	Sprawność bloku brutto
°C	MW							%
225	6,55	15,56	163,07	9,98	0,84	196,0	139,0	44,41

Sprawność nominalna analizowanego bloku nadkrytycznego, bez układu separacji i transportu CO₂ oraz rekuperacji ciepła wynosi 49,04% (brutto). Na skutek integracji z blokiem układu separacji CO₂ oraz układu sprężania (bez rekuperacji ciepła) sprawność bloku spada o ok. 6,49 punktu procentowego, natomiast w przypadku zastosowania rekuperacji ciepła z układu separacji i transportu CO₂ do układu regeneracji bloku parowego obserwowany spadek sprawności jest wyraźnie niższy i kształtuje się na poziomie ok. 4,62 punktu procentowego.

5. Podsumowanie

W wyniku obliczeń optymalizacyjnych rekuperacji ciepła z układu chłodzenia międzystopniowego sprężania CO₂ na potrzeby bloku ustalono, że najwyższe wartości sprawności bloku są osiągane dla najwyższej temperatury oraz maksymalnego strumienia rekuperowanego ciepła. Stwierdzono, że główny strumień ciepła do układu regeneracji powinien być wprowadzany w punkcie

HS₃. Pozwala to na obniżenie energochłonności procesu separacji dwutlenku węgla zintegrowanego z układem przygotowania CO₂ do transportu, co skutkuje zmniejszeniem spadku sprawności bloku o ok. 2 punkty procentowe w stosunku do układu bez rekuperacji ciepła.

Podziękowania

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.

Literatura

- [1] Czakiert T.: Spalanie tlenowe w kotłach energetycznych, [w:] Spalanie tlenowe dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂, pod red. W. Nowaka i T. Czakierta, Wydawn. Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2012, s. 102-118.
- [2] Czakiert T., Nowak W.: Spalanie tlenowe dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂, Projekt Strategiczny NCBR, Nowa Energia, 37 (2014), 102-104.
- [3] Czakiert T., Nowak W.: Spalanie tlenowe w układach z kotłami PC, CFB i PCFB, Energetyka, 11 (2013), 787-790.
- [4] Panowski M., Zarzycki R.: Analiza procesowa przygotowania wyseparowanego ze spalin dwutlenku węgla do transportu i składowania, Polityka Energetyczna, 16 (2013), 243-256.
- [5] Wawrzyńczak D., Majchrzak-Kuceba I., Nowak W.: Badania separacji CO₂ na wybranych sorbentach metodą adsorpcji zmiennociśnieniowej PSA, Budownictwo i Inżynieria Środowiska, Wydawn. Politechniki Białostockiej, 1 (2010), 85-89.
- [6] Więclaw-Solny L., Tatarczuk A., Krótki A., Stec M.: Postęp prac w badaniach technologicznych aminowego usuwania CO₂ ze spalin, Polityka Energetyczna, 16 (2013), 229-241.

ANALYSIS OF POSSIBILITY OF HEAT RECUPERATION FROM CO₂ SEPARATION SYSTEM FOR POWER STATION LOAD

Summary

The necessity of reduction of CO₂ emission to atmosphere remains the important problem that energy sector stands against. The energetic cost of separation, regardless of technology applied, is significant and makes electricity generation efficiency also to decrease significantly. The paper presents results of optimisation calculations of supercritical 900 MW_e power plant integrated with VPSA (Vacuum Pressure Swing Adsorption) CO₂ separation adsorption unit as well as the system of separated carbon dioxide compression for transportation. The application of VPSA technology determines the necessity of flue gas compression before adsorption, and from the other hand generation of a low pressure on desorption – product side. That means, the compression sys-

tem must be used, and the large amount of energy is needed for its exploitation. The main aim of performed calculations was the assessment of possibilities of heat recuperation from intercooled multistage compression system. The analysis concerned recuperation of heat into the hot water regeneration system of the power plant. Different places of integration of intercooling system were analysed. Moreover, different heat amount as well as temperatures of heat carriers were considered. The results obtained show that by appropriate selection of thermodynamic parameters of heat carriers as well as heat distribution it is possible to increase the total energy efficiency of a power plant of about 2 percentage points relative to the case without heat recuperation.

Keywords: carbon dioxide, thermal cycle modelling, CCS, optimisation

DOI: 10.7862/rm.2015.7

Otrzymano/received: 15.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 15.11.2014 r.