

Marcin PANOWSKI*, Robert ZARZYCKI*

Wykorzystanie ciepła z chłodzenia wielostopniowego układu sprężania CO₂ w układzie regeneracji bloku parowego

STRESZCZENIE. W przypadku energetyki zawodowej szacuje się, że na skutek wyraźnego spadku sprawności procesu wytwarzania energii elektrycznej zastosowanie procesu wychwytu CO₂ ze spalin podniesie jego koszty energetyczne niezależnie od zastosowanej technologii. Ważnym zatem elementem działań w obszarze CCS jest ograniczenie energochłonności procesu sekwestracji. W pracy zaprezentowano rezultaty obliczeń symulacyjnych przeprowadzonych dla bloku o mocy 900 MW_e zintegrowanego z układem VPSA (*Vacuum Pressure Swing Adsorption*) adsorpcyjnej separacji dwutlenku węgla ze spalin i układem przygotowania wyseparowanego gazu do transportu. Celem zrealizowanych obliczeń była analiza możliwości odzysku ciepła z procesu wielostopniowego sprężania CO₂ z chłodzeniem międzystopniowym. Odzyskane z układu chłodzenia ciepło było kierowane do układu regeneracji czynnika obiegowego bloku energetycznego. W pracy przebadano różne miejsca integracji układu chłodzenia z obiegiem cieplnym bloku. Ponadto, ze względu na zastosowanie układów sprężania o różnej strukturze, a tym samym możliwości odzysku różnych strumieni ciepła o różnych parametrach, przeanalizowano strumienie ciepła w zakresie od 130 do 196 MW_t wprowadzane wraz z czynnikiem o temperaturze w zakresie od 120 do 225°C. Uzyskane rezultaty wskazują, że poprzez odpowiedni dobór parametrów termodynamicznych czynnika wnoszącego ciepło oraz odpowiedni rozdział dostępnego ciepła na strumienie wprowadzane w wytypowane miejsca w układzie regeneracji, istnieje możliwość zwiększenia całkowitej sprawności energetycznej bloku o około 2% (punkty procentowe) w stosunku do wariantu bez odzysku ciepła.

SŁOWA KLUCZOWE: dwutlenek węgla, modelowanie obiegów cieplnych, CCS, optymalizacja

* Dr inż. – Politechnika Częstochowska, Wydział Inżynierii Środowiska i Biotechnologii, Instytut Zaawansowanych Technologii Energetycznych, Częstochowa Katedra Inżynierii Energii, Częstochowa;
e-mail: mpanowski@is.pcz.czest.pl, zarzycki@is.pcz.czest.pl

Wprowadzenie

Procesy energetyczne związane z produkcją ciepła oraz energii elektrycznej oparte na paliwach kopalnych powodują emisje znacznych ilości CO₂ do atmosfery. W najbliższym czasie musi nastąpić ograniczenie tej emisji, co wynika z dyrektyw Unii Europejskiej (3×20) i międzynarodowych zobowiązań (protokół z Kioto). W przypadku energetyki zawodowej, jako że w tym sektorze ilości generowanego podczas spalania paliw CO₂ są ogromne, należy się spodziewać, że i koszty energetyczne związane z ograniczeniem emisji będą także bardzo wysokie. Minimalizacja tych kosztów nabiera szczególnego znaczenia, jeżeli analizuje się całościowo proces sekwestracji, który nie dotyczy jedynie problemu wyseparowania dwutlenku węgla ze spalin, ale także odpowiedniego przygotowania wyseparowanego CO₂ do transportu i ewentualnego późniejszego składowania. Obecnie, zarówno technologie separacji dwutlenku węgla, jak i sprężania gazów, są dobrze rozpoznane, natomiast główny nacisk kładzie się na problem minimalizacji kosztów energetycznych CCS-u. Działania te winny pozwolić na efektywną separację CO₂ przy ograniczeniu negatywnego wpływu tego procesu na sprawność wytwarzania energii elektrycznej. Zastosowanie CCS-u związane jest z koniecznością wyseparowania możliwie dużej ilości dwutlenku węgla o wysokiej czystości. Obecnie trwają prace nad komercyjnym wdrożeniem technologii absorpcyjnych (Więclaw-Solny i in. 2013) i adsorpcyjnych (Wawrzyńczak i in. 2010). Głównym celem tych prac jest osiągnięcie wysokich wydajności instalacji pozwalających na wychwytywanie dwutlenku węgla z gazów spalinowych przy uzyskaniu wysokiego stopnia czystości CO₂ i jednocześnie możliwie najniższych kosztach energetycznych (Panowski i Zarzycki 2013). Z drugiej strony realizowane są obecnie prace związane z przygotowaniem wyseparowanego gazu do transportu i składowania. W tym przypadku poszukuje się rozwiązań technologicznych pozwalających także na minimalizację energochłonności tego procesu.

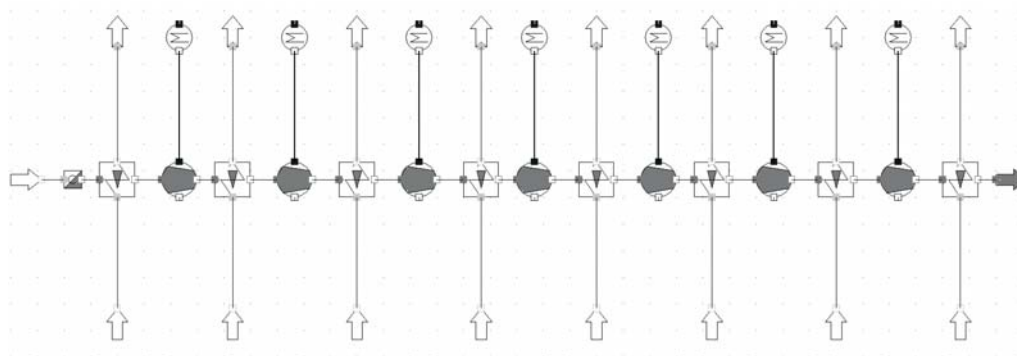
Jednym ze sposobów minimalizacji kosztów energetycznych przygotowania wyseparowanego ze spalin CO₂ do transportu jest odzysk ciepła z procesu sprężania. W pracy przedstawiono rezultaty analizy możliwości odzysku ciepła z układu przygotowania CO₂ do transportu w układzie regeneracji bloku parowego, na przykładzie bloku nadkrytycznego o mocy 900 MW_e. Rozważono trzy struktury układu sprężania i odzysku ciepła z układu chłodzenia międzystopniowego na potrzeby regeneracji wody w układzie bloku parowego.

1. Proces sprężania dwutlenku węgla

W niniejszej pracy przyjęto, że dwutlenek węgla wyseparowany został ze spalin pochodzących z powietrznego spalania węgla kamiennego, a proces separacji realizowany był w adsorpcyjnej jednostce VPSA. Wymogami tej metody są: wytworzenie przed jednostką separacyjną ciśnienia absolutnego spalin na poziomie około 0,2 MPa oraz wytworzenie ciśnienia za jednostką VPSA na poziomie 0,005 MPa, które jest niezbędne do desorpcji związanego na sorbencie dwutlenku węgla. 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 niniejszej pracy założono, że wyseparowane CO₂ sprężane będzie na potrzeby transportu do ciśnienia 12 MPa. Strumień wyseparowanego dwutlenku węgla dla bloku 900 MW_e wynosi około 200 kg/s.

W celu realizacji procesu sprężania strumienia CO₂ od ciśnienia 0.005 MPa do 12 MPa rozważono szereg wariantów procesu sprężania z zastosowaniem chłodzenia międzystopniowego w celu ograniczenia energochłonności tego procesu. Przykład siedmiostopniowego układu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym pokazano na rysunku 1.

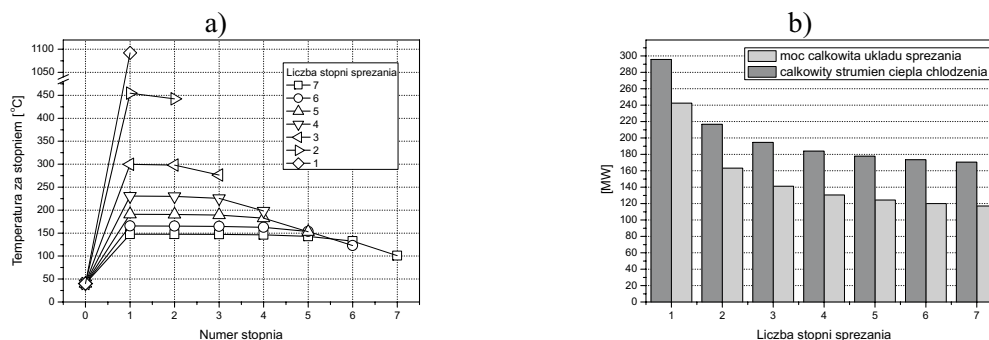


Rys. 1. Struktura siedmiostopniowego układu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym

Fig. 1. The scheme of 7-stage structure of intercooled compression system

Przyjęto, że czynnikiem chłodniczym będzie kondensat opuszczający skraplacz bloku nadkrytycznego o mocy 900 MW_e, którego temperatura kształtuje się na poziomie około 33°C. Dla tak przyjętych założeń określono zakres zmian parametrów dla poszczególnych struktur układów sprężania, przy uwzględnieniu temperatury chłodzenia międzystopniowego CO₂ na poziomie 60°C. Następnie przeprowadzono szereg obliczeń optymalizacyjnych mających na celu określenie wartości ciśnień za poszczególnymi sprężarkami, przy czym kryterium optymalizacji była całkowita moc niezbędna do realizacji procesu sprężania strumienia CO₂. W jej wyniku ustalono optymalny rozdział spręży pomiędzy poszczególne grupy stopni sprężania, wartości temperatury CO₂ za danymi grupami stopni (rys. 2a), a także zapotrzebowanie na moc całkowitą do sprężania oraz strumień ciepła odbierany w chłodnicach międzystopniowych (rys. 2b).

Rozkłady temperatury sprężanego CO₂ za poszczególnymi grupami stopni (a przed chłodnicami międzystopniowymi) przedstawiono na rysunku 2a. Na rysunku tym numer 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 CO₂ poniżej 300°C. W przypadku siedmiostopniowego procesu sprężania z chłodzeniem międzystopniowym średnia temperatura za grupami stopni wynosi około 150°C. Mając na uwadze potencjalne możliwości odzysku ciepła



Rys. 2. Zestawienie wartości temperatur CO₂ za kolejnymi grupami stopni oraz zapotrzebowanie na moc do sprężania i strumień ciepła odbieranego w chłodnicach

Fig. 2. The distribution of CO₂ temperatures after group of compression stages and energy

z chłodnic międzystopniowych i wykorzystanie 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, przedstawiono na rysunku 2b. W przypadku jednostopniowego sprężania moc potrzebna do napędu sprężarki wynosi ponad 240 MW, co w porównaniu do nominalnej mocy bloku 900 MW_e stanowi ponad 26%, a ilość ciepła, jaką należy odebrać z chłodzenia sprężanego gazu w tym przypadku wynosi ponad 295 MW. Wzrost liczby grup stopni sprężania z chłodzeniem międzystopniowym powoduje wyraźne zmniejszenie zapotrzebowania na moc 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.

Ponadto przedstawione dane wskazują, że zastosowanie czterech lub większej liczby grup stopni sprężających nie wpływa istotnie na obniżenie zarówno temperatury sprężanego CO₂, jak i na ograniczenie zapotrzebowania na moc do napędu sprężarek. Z tego też względu w pracy analizie poddano jedynie trzy układy składające się z: 4, 5 i 6 grup stopni. Na podstawie przedstawionych na rysunku 2 danych, w tabeli 1 zestawiono parametry uzyskiwane w procesie sprężania dla analizowanych trzech struktur układów sprężania.

Opierając się na danych zawartych w tabeli 1, przyjęto maksymalne temperatury czynnika opuszczającego chłodnice międzystopniowe oraz wartości strumienia ciepła, jaki można wykorzystać w układzie bloku parowego, przy konieczności doprowadzenia niezbędnej mocy do napędu układu sprężającego CO₂.

Na podstawie zestawionych w tabeli 2 parametrów określono ich zakresy zmienności dla analizowanych struktur układu sprężania. Założono, że pomimo nieznacznych różnic w tem-

TABELA 1. Parametry termodynamiczne wytypowanych układów sprężania

TABLE 1. Thermodynamic parameters of chosen compression systems

| Nr grupy stopni | Układ 4-stopniowy | | | Układ 5-stopniowy | | | Układ 6-stopniowy | | |
|-----------------|------------------------------------|------------------|------------------------------|------------------------------------|------------------|------------------------------|------------------------------------|------------------|------------------------------|
| | temp. CO ₂ za sprężarką | moc do sprężania | strumień ciepła z chłodzenia | temp. CO ₂ za sprężarką | moc do sprężania | strumień ciepła z chłodzenia | temp. CO ₂ za sprężarką | moc do sprężania | strumień ciepła z chłodzenia |
| | °C | MW _e | MW _t | °C | MW _e | MW _t | °C | MW _e | MW _t |
| 1 | 255,2 | 139 | 196 | 213,9 | 133 | 189,6 | 187,1 | 128,6 | 185,4 |
| 2 | 254,8 | | | 213,7 | | | 187,0 | | |
| 3 | 251,5 | | | 212,7 | | | 186,6 | | |
| 4 | 230 | | | 207,6 | | | 184,9 | | |
| 5 | | | | 185,6 | | | 178,5 | | |
| 6 | | | | | | | 157,5 | | |

TABELA 2. Zestawienie parametrów układów sprężania

TABLE 2. The set of parameters of compression systems

| Liczba grup stopni sprężania CO ₂ | Maksymalna temperatura wody za chłodnicami CO ₂ [°C] | Maksymalny strumień ciepła możliwy do rekuperacji w układzie bloku parowego [MW] | Niezbędna moc do napędu układu sprężającego CO ₂ [MW] |
|--|---|--|--|
| 4 | 225 | 196 | 139 |
| 5 | 180 | 189,6 | 133 |
| 6 | 150 | 128,6 | 185,4 |

peraturze CO₂ wchodzącego do chłodnic międzystopniowych, wychodzący strumień wody będzie mieszany i transportowany do układu regeneracji bloku już jako jeden strumień o średniej temperaturze. W tym przypadku do wszystkich miejsc układu regeneracji podawana będzie woda o jednakowych parametrach. Przyjęte do obliczeń temperatury czynnika opuszczającego wymienniki międzystopniowe oraz odpowiadające im strumienie ciepła możliwe do wykorzystania w układzie bloku parowego zestawiono w tabeli 3.

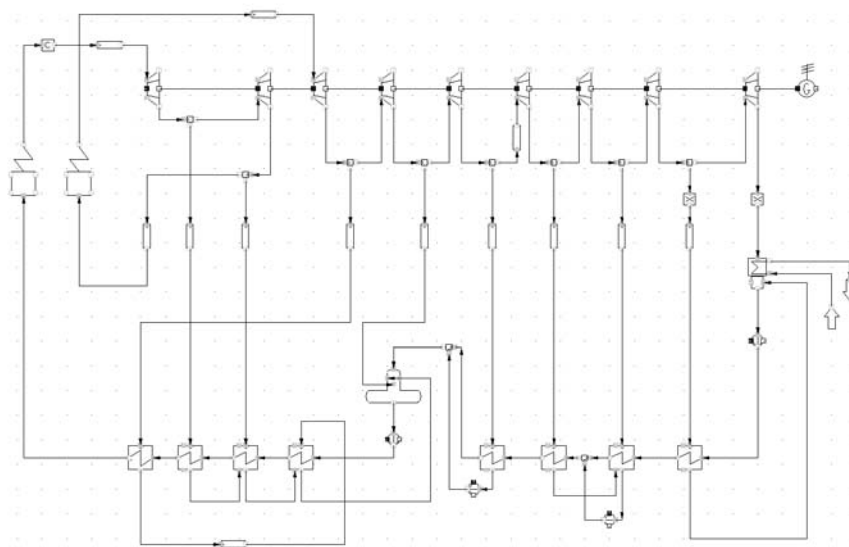
Na rysunku 3 przedstawiono schemat obiegu parowego nadkrytycznego bloku 900 MW_e wraz z układem regeneracji wody. Mając na uwadze chęć wykorzystania strumienia ciepła uzyskiwanego z układu międzystopniowego chłodzenia CO₂, wytypowano na podstawie parametrów termodynamicznych pięć potencjalnych miejsc, w które istnieje możliwość wprowadzenia strumienia rekuperowanego ciepła. Miejsca te oznaczono na rysunku 3 symbolami od HS₁ do HS₅.

Jak wspomniano wcześniej, w celu realizacji regeneracji ciepła z układu chłodzenia międzystopniowego CO₂ na potrzeby bloku parowego rozważono trzy przypadki składające się z od

TABELA 3. Zestawienie przyjętych do obliczeń wartości analizowanych parametrów dla trzech układów sprężania

TABLE 3. The set of chosen for calculations values of analysed parameters for three compression systems

| Układ 4-stopniowy | | Układ 5-stopniowy | | Układ 6-stopniowy | |
|------------------------------------|---------------------------|------------------------------------|---------------------------|------------------------------------|---------------------------|
| temp. czynnika z układu chłodzenia | odzyskany strumień ciepła | temp. czynnika z układu chłodzenia | odzyskany strumień ciepła | temp. czynnika z układu chłodzenia | odzyskany strumień ciepła |
| °C | MW _t | °C | MW _t | °C | MW _t |
| 225 | 196 | 180 | 189,6 | 150 | 185,4 |
| 220 | 190 | 175 | 180 | 145 | 180 |
| 215 | 180 | 170 | 170 | 140 | 170 |
| 210 | 170 | 165 | 160 | 135 | 160 |
| 205 | 160 | 160 | 150 | 130 | 150 |
| 200 | 150 | 155 | 140 | 125 | 140 |
| 195 | 140 | 150 | 130 | 120 | 130 |



Rys. 3. Schemat bloku wraz z wytypowanymi miejscami wprowadzania rekuperowanego ciepła

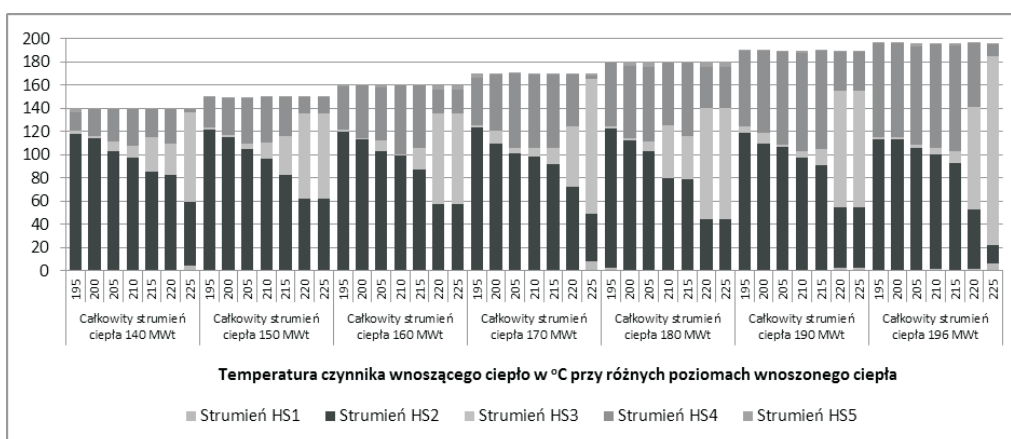
Fig. 3. The scheme of power plant with recuperated heat inlet places selected

4 do 6 grup stopni sprężania. Dla każdego przypadku przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne dla przedstawionych w tabeli 3 konfiguracji temperatur i strumieni ciepła. Należy zaznaczyć, że wprowadzanie strumieni ciepła do układu regeneracji bloku uwarunkowane było

zachowaniem nominalnych parametrów termodynamicznych czynnika obiegowego w charakterystycznych punktach układu regeneracji, co w szczególności przekładało się na zachowanie niezmiennej temperatury i ciśnienia czynnika roboczego przed wlotem do kolejnych wymienników regeneracyjnych, natomiast zmianie ulegały strumienie masy wody i ciepła w układzie regeneracji.

2. Wyniki obliczeń optymalizacyjnych

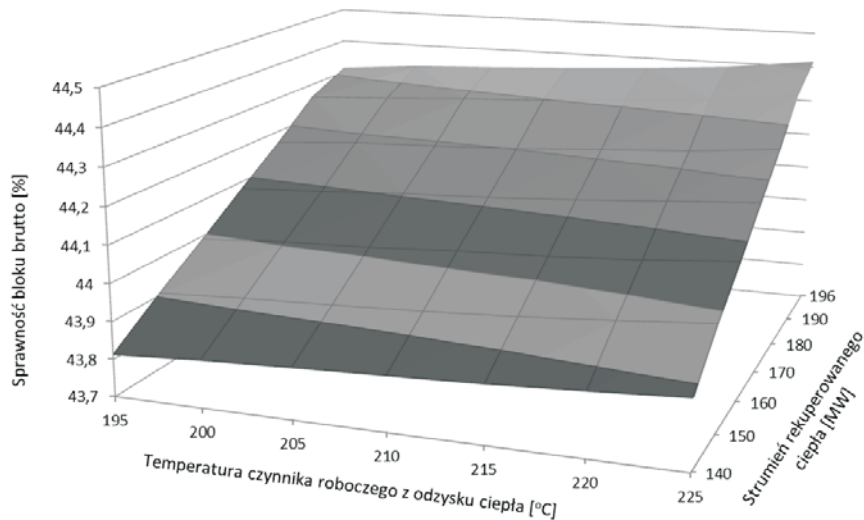
Na rysunkach od 4 do 9 zestawiono wyniki wieloparametrycznych obliczeń optymalizacyjnych dla trzech analizowanych struktur układów sprężania. Celem obliczeń było określenie udziałów poszczególnych strumieni wprowadzanego ciepła (w wytypowane miejsca wprowadzania od HS₁ do HS₅) maksymalizujących całkowitą sprawność energetyczną bloku. Należy zaznaczyć, że wprowadzanie strumieni ciepła do układu regeneracji bloku uwarunkowane było zachowaniem nominalnych parametrów termodynamicznych czynnika obiegowego w charakterystycznych punktach układu regeneracji. Analizując zestawione w tabelach dane, można stwierdzić, że zarówno wzrost temperatury, jak i strumienia ciepła przekłada się na wzrost sprawności bloku z zastosowaniem rekuperacji ciepła odpadowego. Jednakże widoczne jest, że wytypowane miejsca wprowadzania strumieni ciepła nie są równomiernie obciążone i największe ilości ciepła dla analizowanych przypadków wprowadzane są do układu regeneracji w miejscach oznaczonych HS₂, HS₃ i HS₄.



Rys. 4. Rozdział strumienia rekuperowanego ciepła dla czterostopniowego układu sprężania

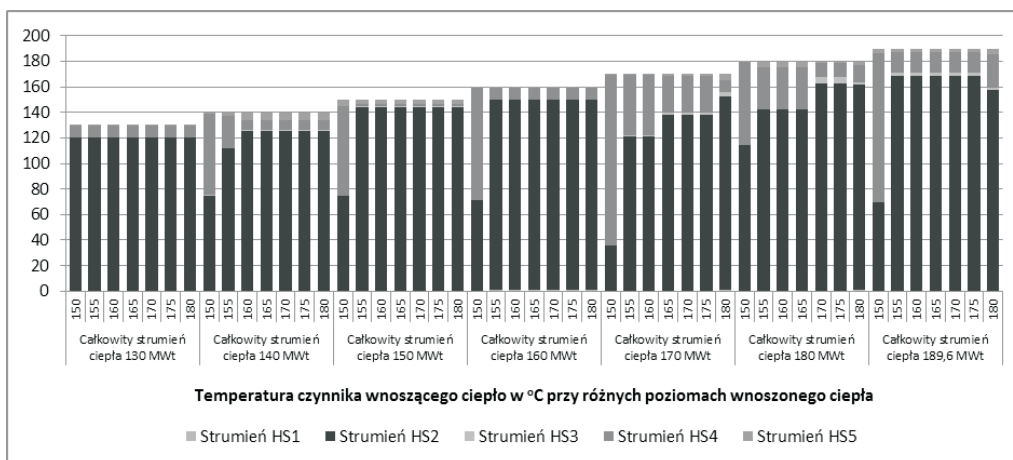
Fig. 4. Distribution of recuperated heat flux for four-stage compression system

Przedstawione wyniki obliczeń wskazują, 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



Rys. 5. Sprawność bloku w funkcji temperatury oraz strumienia rekuperowanego ciepła dla czterostopniowego układu sprężania

Fig. 5. Power plant efficiency as a function of temperature and amount of recuperated heat

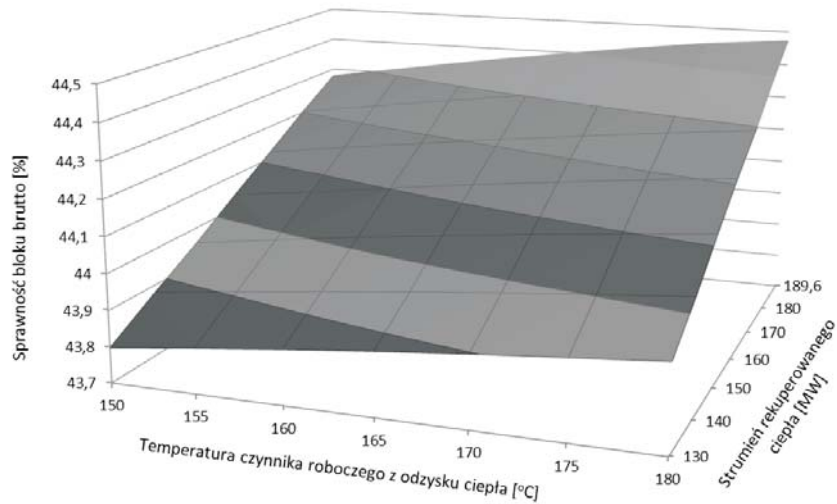


Rys. 6. Rozdział strumienia rekuperowanego ciepła dla pięciostopniowego układu sprężania

Fig. 6. Distribution of recuperated heat flux for five-stage compression system

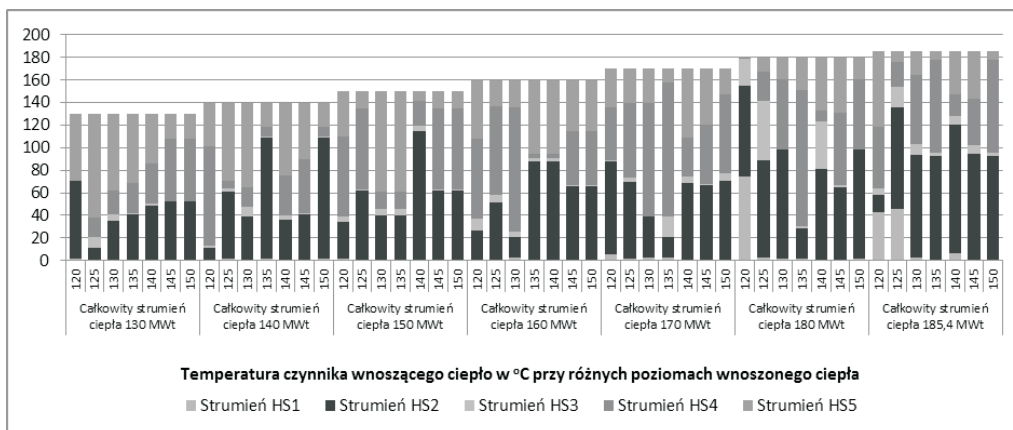
przy jednocześnie możliwie najwyższej temperaturze czynnika. W tabeli 4 zestawiono wyniki obliczeń optymalizacyjnych dla najwyższej sprawności, uzyskanej dla każdej z trzech analizowanych struktur.

Jak można zauważyć, największą sprawność bloku osiąga się w przypadku zastosowania układu sprężania o strukturze składającej się z 5 grup stopni sprężania. Sprawność nominalna



Rys. 7. Sprawność bloku w funkcji temperatury oraz strumienia rekuperowanego ciepła dla pięciostopniowego układu sprężania

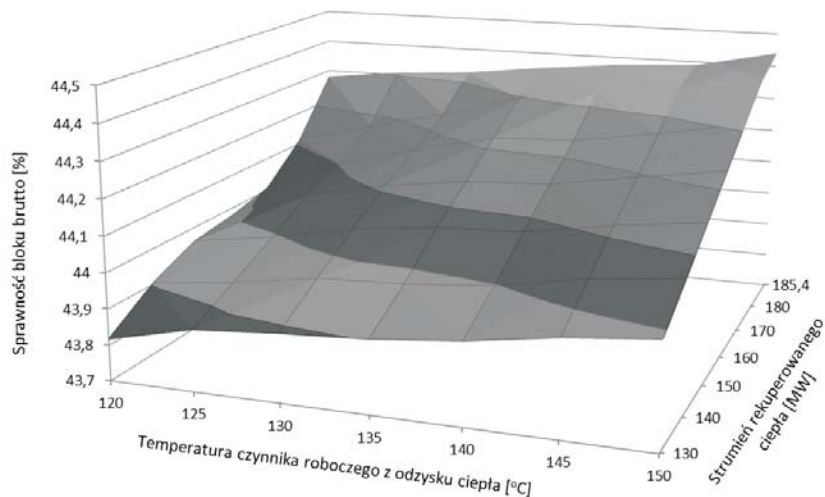
Fig. 7. Power plant efficiency as a function of temperature and amount of recuperated heat



Rys. 8. Rozdział strumienia rekuperowanego ciepła dla sześciostopniowego układu sprężania

Fig. 8. Distribution of recuperated heat flux for six-stage compression system

analizowanego bloku nadkrytycznego – bez układu separacji i transportu CO₂ oraz rekuperacji ciepła – wynosi 49,038% (brutto). Na skutek integracji z blokiem układu separacji CO₂ oraz układu sprężania na potrzeby transportu (bez rekuperacji ciepła) sprawność bloku spada o około 6–6,5 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 kształtują się na poziomie około 4,6 punktu procentowego (tab. 5).



Rys. 9. Sprawność bloku w funkcji temperatury oraz strumienia rekuperowanego ciepła dla sześciostopniowego układu sprężania

Fig. 9. Power plant efficiency as a function of temperature and amount of recuperated heat

TABELA 4. Zestawienie optymalnych parametrów dla analizowanych struktur układów sprężania

TABLE 4. The set of optimal parameters for analysed structures of compression system

| Liczba grup stopni | Temp. [°C] | HS ₁ [MW] | HS ₂ [MW] | HS ₃ [MW] | HS ₄ [MW] | HS ₅ [MW] | Σ HS [MW] | Moc sprężania [MW] | Sprawność bloku brutto |
|--------------------|------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|-----------|--------------------|------------------------|
| 4 | 225 | 6,547 | 15,561 | 163,068 | 9,983 | 0,840 | 196,0 | 139,0 | 44,415 |
| 5 | 180 | 0,190 | 157,166 | 1,878 | 26,028 | 4,338 | 189,6 | 133,0 | 44,473 |
| 6 | 150 | 0,088 | 92,055 | 0,046 | 91,757 | 1,454 | 185,4 | 128,6 | 44,439 |

TABELA 5. Spadek sprawności spowodowany zapotrzebowaniem na moc systemu CCS

TABLE 5. The decrease of efficiency caused by CCS system power consumption

| Liczba stopni sprężania | Bez uwzględnienia rekuperacji ciepła [%] | Z uwzględnieniem rekuperacji ciepła [%] |
|-------------------------|--|---|
| 4 | 6,492 | 4,623 |
| 5 | 6,247 | 4,565 |
| 6 | 6,066 | 4,599 |

Na podstawie przedstawionych wyników stwierdzić można, że struktura składająca się z pięciu grup stopni stanowi w tych warunkach najlepsze rozwiązanie, pozwalające na naj-

mniejsze obniżenie sprawności bloku. Analizując dla tej struktury wyniki zawarte w tabeli 4, można zaobserwować, że istotnie obciążone są jedynie dwa miejsca wprowadzania rekuperowanego ciepła, a mianowicie HS₂ i HS₄, natomiast pozostałe miejsca obciążone są nieznacznymi strumieniami ciepła. Zastosowanie zatem jedynie strumieni ciepła wprowadzanych w HS₂ i HS₄ oraz pominięcie pozostałych wydaje się uzasadnione i w znacznym stopniu uprości schemat technologiczny układu regeneracji ciepła oraz obniży koszty inwestycyjne. Opierając się na przedstawionych wynikach, przeprowadzono zatem ponownie obliczenia optymalizacyjne dla wariantu z układem sprężania składającym się z 5 grup stopni sprężania, w którym strumienie ciepła wprowadzano jedynie w miejsca HS₂ i HS₄. Wyniki obliczeń tego wariantu zestawiono w tabeli 6.

TABELA 6. Zestawienie optymalnych wartości parametrów dla układu pięciostopniowego z rekuperacją ciepła w dwóch miejscach

TABLE 6. The set of optimal values of parameters for five-stage system with heat recuperation into two inlets

| Temp [°C] | HS ₁ [MW] | HS ₂ [MW] | HS ₃ [MW] | HS ₄ [MW] | HS ₅ [MW] | Σ HS [MW] | Moc sprężania [MW] | Sprawność bloku brutto |
|--------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|--------------|--------------------------|------------------------------|
| 180 | 0 | 166,494 | 0 | 23,106 | 0 | 189,6 | 133,0 | 44,484 |

Zestawione w tabeli 6 wyniki wskazują, że poprzez zastosowanie jedynie dwóch miejsc rekuperacji ciepła HS₂ i HS₄ możliwy jest dalszy wzrost sprawności bloku parowego. Dla analizowanego przypadku pięciostopniowej struktury układu sprężania CO₂ oraz rekuperacji ciepła w dwóch wytypowanych miejscach spadek sprawności brutto bloku wynosi około 4,553%.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono analizę możliwości odzysku ciepła z układu sprężania dwutlenku węgla oraz potencjalne korzyści płynące z zastosowania takiego rozwiązania. Dla analizowanych przypadków zapotrzebowanie mocy do sprężania CO₂ wynosiło od 139 MW dla układu czterostopniowego, poprzez 133 MW dla układu pięciostopniowego, do 128,6 MW dla układu sześciostopniowego. Dla każdego z analizowanych przypadków istniała możliwość wykorzystania w układzie bloku parowego odpowiednio strumieni ciepła 196, 189,6 i 185,4 MW_t. Również dla każdej z analizowanych struktur sprężania określono maksymalne możliwe temperatury wody opuszczającej chłodnicę międzystopniowe kierowanej do układu regeneracji bloku parowego: 225, 180 i 150°C.

Dla tak przyjętych danych wejściowych oraz pewnego zakresu zmienności tych parametrów przeprowadzono szereg obliczeń optymalizacyjnych rekuperacji ciepła w układzie bloku pa-

rowego, w którym kryterium była maksymalna sprawność bloku parowego. W wyniku tych obliczeń ustalono, że najwyższe wartości sprawności osiągane są dla analizowanych struktur dla najwyższych temperatur oraz maksymalnych strumieni rekuperowanego ciepła. Stwierdzono, że istnieje optymalne rozwiązanie dotyczące integracji układu wielostopniowego sprężania dwutlenku węgla z układem bloku parowego i jest to integracja układu pięciostopniowego sprężania CO₂. Analizując wyniki dla tego przypadku zaobserwowano, że trzy z pięciu wytypowanych miejsc wprowadzania strumienia ciepła do układu regeneracji bloku parowego są bardzo małe w porównaniu do HS₂ i HS₄.

Na podstawie tej informacji przeprowadzono dodatkowe obliczenia optymalizacyjne dla układu pięciostopniowego sprężania CO₂ jedynie z wprowadzaniem strumieni ciepła do układu regeneracji w HS₂ i HS₄. Dla tak uproszczonej struktury rekuperacji ciepła uzyskano dalszy wzrost sprawności bloku.

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 wysoko sprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

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.

Literatura

- [1] WAWRZYŃCZAK i in. 2010 – WAWRZYŃCZAK, D., MAJCHRZAK-KUCĘBA, I. i NOWAK, W. 2010. Badania separacji CO₂ na wybranych sorbentach metodą adsorpcji zmiennociśnieniowej PSA. *Budownictwo i Inżynieria Środowiska*, Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, nr 1, s. 85–89.
- [2] WIĘCŁAW-SOLNY i in. 2013 – WIĘCŁAW-SOLNY, L., TATARCZUK, A., KRÓTKI A. i STEC M. 2013. Postęp prac w badaniach technologicznych aminowego usuwania CO₂ ze spalin. *Polityka Energetyczna – Energy Policy Journal* t. 16, z. 4. Kraków: Wyd. Instytutu GSMiE PAN, s. 229–241.
- [3] 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. Kraków: Wyd. Instytutu GSMiE PAN, s. 243–256.

Marcin PANOWSKI, Robert ZARZYCKI

The recuperation of heat from multistage intercooled CO₂ compression system into the hot water regeneration system of power plant

Abstract

In case of energy sector it was assessed that due to the significant decrease of electricity generation efficiency, post combustion CO₂ capture increases energy cost of electricity generation independently from technology applied. Therefore, the minimisation of energy demand for CCS is one of most important problems that should be solved. The paper presents results of calculations of 900 MW_e supercritical power plant integrated with VPSA (Vacuum Pressure Swing Adsorption) separation system as well as with CO₂ compression system necessary for transportation purposes. The main aim of analysis performed was the assessment of possibilities of heat recuperation from multistage intercooled compression system into the hot water regeneration system of a power plant. The different structures of integration were analysed. Moreover, due to the different structures of compression systems, different amount of heat at different parameters was available for recuperation. The calculation were performed for heat amount in range of 130 to 196 MW_t which were introduced into the regeneration system with water at 120°C to 225°C. The results obtained show that by properly chosen parameters of heat as well as distribution of heat into the proposed inlet places it is possible to increase the total energy efficiency of power plant of about 2 percentage points in respect of configuration without heat recuperation.

KEY WORDS: carbon dioxide, thermal cycle modelling, CCS, optimisation

