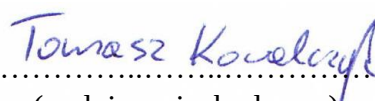


dr inż. Tomasz Kowalczyk
Instytut Maszyn Przepływowych
im. Roberta Szewalskiego
Polskiej Akademii Nauk
Ośrodek Przepływów i Spalania
Zakład Konwersji Energii

AUTOREFERAT

Przedstawiający opis dorobku i osiągnięć naukowych, o których mowa w art. 219 ust. 1 pkt.
2 ustawy z dnia 20 lipca 2018 r. Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz. U. z 2021 r.
poz. 478 z późn. zm.).


.....
(podpis wnioskodawcy)

Gdańsk, sierpień 2022

Spis treści

1. Imię i nazwisko	1
2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe z podaniem podmiotu nadającego stopień, roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej	1
3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych	1
4. Omówienie osiągnięć, o których mowa w art. 219 ust. 1 pkt. 2 ustawy z dnia 20 lipca 2018 r. Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz. U. z 2021 r. poz. 478 z późn. zm.).2	
5. Informacja o wykazywaniu się istotną aktywnością naukową realizowaną w więcej niż jednej uczelni lub instytucji naukowej	50
6. Informacja o osiągnięciach dydaktycznych, organizacyjnych oraz popularyzujących naukę.....	51
7. Inne niż wymienione w pkt. 1-6 informacje dotyczące kariery zawodowej, ważne z punktu widzenia wnioskodawcy	51
8. Pozostałe osiągnięcia i aktywności naukowe	55

1. Imię i nazwisko

Tomasz Wojciech Kowalczyk

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe z podaniem podmiotu nadającego stopień, roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej

- 2011 **Uzyskanie tytułu inżyniera.** Politechnika Gdańsk, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, międzywydziałowy kierunek Energetyk. Praca dyplomowa inżynierska „Projekt wstępny turbozespołu dla mikrośilowni kogeneracyjnej”. Promotor: dr hab. inż. Krzysztof Kosowski, prof. nadzw. PG – Politechnika Gdańska
Recenzent: dr inż. Marian Piwowarski – Politechnika Gdańska
- 2012 **Uzyskanie tytułu magistra.** Politechnika Gdańsk, Wydział Mechaniczny, międzywydziałowy kierunek Energetyk. Praca dyplomowa magisterska „Analiza techniczno-energetyczna możliwości zastosowania siłowni okrętowej parowej o mocy 50MW z wytwornicą pary ogrzewaną helem chłodzącym reaktor jądrowy wysokotemperaturowy”. Promotor: dr hab. inż. Jerzy Głuch, prof. nadzw. PG – Politechnika Gdańska
Recenzent: prof. dr hab. inż. Dariusz Mikielwicz – Politechnika Gdańska
- 2018 **Uzyskanie stopnia doktora nauk technicznych w dyscyplinie naukowej mechanika, specjalność termodynamika.** Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Rozprawa doktorska „Analiza termodynamiczna jądrowego obiegu energetycznego skojarzonego z produkcją wodoru”. Promotor: prof. dr hab. inż. Janusz Badur – IMP PAN w Gdańsku
Promotor pomocniczy: dr inż. Marcin Lemański – Anwil S.A.
Recenzenci: prof. dr hab. inż. Ryszard Bartnik – Politechnika Opolska
prof. dr hab. inż. Wojciech Stanek – Politechnika Śląska

3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

- 2013 – 2019 **Specjalista w Zakładzie Konwersji Energii,** Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku, 1/2 etatu.
- 2019 – obecnie **Adiunkt w Zakładzie Konwersji Energii,** Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku, 1 etat.

Zatrudnienie dodatkowe

- 2012 – 2014 Inventio Tomasz Kowalczyk - własna działalność gospodarcza w dziedzinie automatyki przemysłowej

2014 – 2018 Bros Control Sp. z o.o. – specjalista automatyk w branży inżynierii procesowej i energetyki

4. Omówienie osiągnięć, o których mowa w art. 219 ust. 1 pkt. 2 ustawy z dnia 20 lipca 2018 r. Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz. U. z 2021 r. poz. 478 z późn. zm.)

4.1 Wstęp

Tytuł osiągnięcia naukowego będącego podstawą do ubiegania się o stopień naukowy doktora habilitowanego sformułowano jako *Zaawansowana integracja konwencjonalnych, jądrowych oraz odnawialnych źródeł energii z zastosowaniem magazynów energii sprężonego powietrza, termicznej i chemicznej*. Problematyka magazynowania energii elektrycznej jest obecnie niezwykle istotna w świetle intensywnego rozwoju odnawialnych źródeł energii. Spowodowane jest to już nie tylko wprowadzeniem unijnego systemu handlu uprawnieniami do emisji dwutlenku węgla (EU ETS), ale też koniecznością dywersyfikacji źródeł energii spowodowaną sytuacją geopolityczną w Europie. Jak wskazują dane opublikowane przez Polskie Sieci Elektroenergetyczne S.A. oraz Główny Urząd Statystyczny krajowe zapotrzebowanie w 2019 roku, a więc jeszcze przed pandemią COVID19, wyniosło dla:

- systemu elektroenergetycznego 169,39 TWh (moc zainstalowana 46,80 GW)
- systemu ciepłowniczego 111,10 TWh (moc zainstalowana 53,56 GW)
- sektora transportowego i rolnictwa 282,37 TWh (obliczono na podstawie ilości sprzedanego oleju napędowego oraz benzyny na terenie kraju, odpowiednio 17,5 mln oraz 4.71 mln ton).

Jak pokazują dane potencjał magazynowania energii elektrycznej w obrębie sieci ciepłowniczych i paliwach syntetycznych przewyższa potrzeby KSE (Krajowego Systemu Elektroenergetycznego). Dane te omówiono szczegółowo w pracy [II.4.Po.7]¹. Należy jednak podkreślić, że z uwagi na fizykę zjawisk generacji i dystrybucji energii elektrycznej zagadnienie bilansowania mocy czynnej było kluczowym aspektem bezpieczeństwa eksploatacji krajowych systemów elektroenergetycznych od samego początku ich istnienia.

Zebrane w cyklu habilitacyjnym prace przedstawiają zaawansowaną integrację elektrowni konwencjonalnych, jądrowych oraz OZE z zastosowaniem nowatorskich rozwiązań do magazynowania energii sprężonego powietrza, termicznej i chemicznej, będących pośrednim ogniwem w procesie magazynowania energii elektrycznej. Problematyka integracji różnych źródeł energii wynika z ich specyfiki technicznej oraz uwarunkowań prawno-ekonomicznych. Przez blisko pół wieku schemat działania polskiego systemu elektroenergetycznego, jak i pozostałych takich systemów na świecie, nie zmieniał się. Duże i tanie w eksploatacji elektrownie pracowały w tzw. podstawie obciążenia zmieniając cyklicznie moc z obciążenia dziennego na nocne. Zadaniem mniejszych jednostek wytwórczych było utrzymywanie częstotliwości sieci, tzn. bieżące bilansowanie mocy czynnej w KSE. Sytuacja zmieniła się

¹ Odwołania do prac autora wymienionych w *Wykazie osiągnięć naukowych* są numerowane w następujący sposób: [Rozdział.Podpunkt.Przed/Po uzyskaniu stopnia doktora.Nr z listy]

w XXI w. kiedy to odnawialne źródła energii uzyskały pierwszeństwo generacji energii elektrycznej w systemie energetycznym. Cechą charakterystyczną elektrowni wiatrowych i fotowoltaicznych, których wzrost mocy zainstalowanych jest w ostatnich latach lawinowy, jest trudna do precyzyjnego prognozowania duża zmienność generowanej mocy czynnej. Zmusiło to początkowo mniejsze elektrownie a ostatecznie i duże bloki energetyczne do licznych zmian obciążeń, a nawet odstawień w czasie doby. Sytuacja ta prowadzi zarówno do pogorszenia wskaźników ekonomicznych jednostek wytwórczych centralnie dysponowanych, jak i zwiększa ich awaryjność. Warto w tym miejscu podkreślić, że o ile nowoczesne bloki gazowo-parowe oraz parowe nadkrytyczne i podkrytyczne zasadniczo nie różnią się pod względem elastyczności pracy od bloków jądrowych, to zjawiska narzucające ograniczenia eksploatacyjne są w każdym z tych typów elektrowni całkowicie odmienne. Trzeba w tym miejscu zaznaczyć, że dalsze zwiększanie mocy zainstalowanej w OZE i zmniejszanie mocy wytwórczej jednostek cieplnych, bez wsparcia magazynów energii dużej mocy, zagraża bezpieczeństwu eksploatacji systemu elektroenergetycznego.

W świetle powyższych argumentów konieczny jest rozwój metod magazynowania energii możliwych do efektywnej integracji z istniejącą strukturą systemu energetycznego. Zawarte w tytule określenie *zaawansowana integracja* pogłębia typową analizę techniczno-ekonomiczną w aspekcie badania wpływu tych rozwiązań na obiegi termodynamiczne, z którymi współpracują. Chodzi zarówno o wpływ proponowanych rozwiązań na sprawność konwersji energii w ujęciu analizy energetycznej i egzergetycznej, jak i wpływ na gabaryty maszyn, straty rozruchowe oraz reżim pracy i bezpieczeństwo ich eksploatacji w trakcie procesów ładowania i rozładowywania magazynów energii. Powyższe zagadnienia zostaną szczegółowo omówione na podstawie prac zebranych w cyklu habilitacyjnym oraz uzupełnione informacjami zawartymi w zebranych dorobku naukowym.

4.2 Wielkoskalowe metody magazynowania energii w systemie elektroenergetycznym

Na wstępie warto podkreślić, że magazynowanie energii w systemach elektroenergetycznych ma za zadanie nie tylko zapewnić dostawę energii elektrycznej w okresach niedostatecznej generacji, ale również wspierać bilans mocy czynnej. Moc elektryczna czynna związana jest z częstotliwością napięcia, a więc z prędkością obrotową generatorów elektrycznych. Moc bierna natomiast jest związana z napięciem i nie podlega magazynowaniu lecz kompensacji z wykorzystaniem generatorów synchronicznych lub baterii kondensatorów.

Pierwszą stosowaną w energetyce i zarazem najbardziej efektywną na obecną chwilę wielkoskalową metodą magazynowania energii jest wykorzystanie do tego celu hydroelektrowni. Ponadto, obiekty te mogą z dużą dynamiką zmiany generowanej mocy czynnej efektywnie regulować częstotliwość sieci elektroenergetycznej. Zależnie od uwarunkowań geologicznych, nadmiar wody może być magazynowany w zbiornikach lub upuszczany jazami. Zbliżoną konstrukcyjnie, choć mniej oczywistą metodą, jest magazynowanie energii elektrycznej w elektrowniach szczytowo-pompowych. Jednak w obiektach tego typu konieczne jest doprowadzenie energii elektrycznej w czasie procesu gromadzenia energii, co wiąże się ze stratami energii w pompoturbinach i rurociągach nie tylko w trakcie rozładowania magazynu, ale i jego ładowania. Straty występują również w okresach

między ładowaniem i rozładowaniem poprzez odparowanie wody z górnego zbiornika. Pomimo to, z komercyjnie dostępnych metod, zapewnia ona najwyższą sprawność magazynowania energii w systemach elektroenergetycznych, ze sprawnością cyklu ładowania-rozładowania magazynu (ang. round trip efficiency) na poziomie 75%. Z tego względu jest to technologia szczególnie istotna w krajach niedysponujących odpowiednim potencjałem hydrologicznym do budowy hydroelektrowni. Jednak problemem budowy kolejnych magazynów tego typu są uwarunkowania geologiczne oraz ograniczenia ekonomiczne, społeczne i środowiskowe spowodowane koniecznością tworzenia sztucznych zbiorników wodnych.

Pozostałe technologie magazynowania energii nie występują na chwilę obecną w polskim systemie elektroenergetycznym, a ich udział w rynku mocy pozostałych krajów jest pomijalnie mały. Technologie te zostaną szczegółowo omówione w kolejnych podrozdziałach z propozycją innowacyjnych modyfikacji i integracji z obiegami termodynamicznymi.

4.2.1 Zaawansowana integracja magazynów energii termicznej z obiegiem turbin parowych

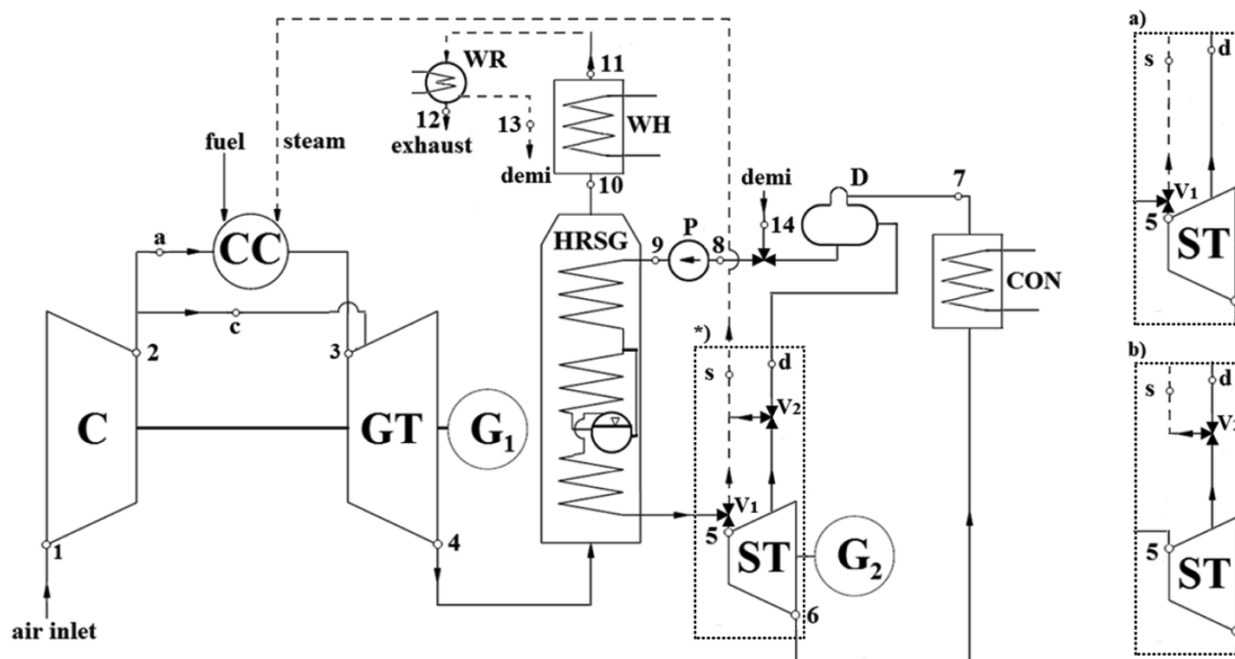
Bilansowanie mocy czynnej w systemach elektroenergetycznych realizowane jest obecnie z wykorzystaniem bloków konwencjonalnych i jądrowych. W Polsce są to jednostki wytwórcze centralnie dysponowane (JWCD), na które w znacznej mierze składają się bloki parowe klasy 200 i 360 MW. Jednak duży, i nadal rosnący, udział mocy zainstalowanej w OZE sprawia, że w okresach małego zapotrzebowania na moc i znacznej generacji mocy z OZE bloki węglowe muszą być coraz częściej odstawiane. Natomiast utrzymywanie bloków w gorącej rezerwie wymaga ciągłego dostarczania paliwa, a ich wystudzenie uniemożliwia szybki rozruch w celu zapewnienia odpowiednio szybkiej rezerwy mocy.

Poza klasyczną regulacją mocy oraz modernizacjami zwiększającymi elastyczność pracy bloków węglowych, możliwe jest również modernizowanie tego typu elektrowni poprzez integrację magazynów gorącej wody w obiegu turbin parowych. Rozwiązanie to ma na celu odciążanie upustów pary i zwiększenia mocy turbiny w czasie szczytowego zapotrzebowania na moc. Jednak z uwagi na małą pojemność cieplną wody w obrębie obiegu parowego magazyny tego typu mogą zapewnić moc szczytową na okres jedynie kilkudziesięciu minut [II.4.Przed.9].

W przypadku elektrociepłowni możliwe jest tzw. odciepłowniczanie bloków, dzięki czemu w okresie niskiego zapotrzebowania na moc cieplną mogą one swobodnie generować energię elektryczną. Klasycznym rozwiązaniem jest modernizacja bloków przeciwpoprężnych na bloki upustowo-kondensacyjne poprzez budowę niskoprężnego turbozespołu kondensacyjnego zasilanego parą pierwotnie kierowaną do wymienników ciepłowniczych. Rozwiązanie to, w połączeniu z magazynem gorącej wody w obrębie sieci ciepłowniczej, pozwala przy stosunkowo niskich nakładach inwestycyjnych znacząco zwiększyć elastyczność wytwarzania energii elektrycznej. Co najważniejsze umożliwia to w pewnym stopniu na uniezależnienie generacji energii elektrycznej od zasilania systemu ciepłowniczego.

Z uwagi na koszty inwestycyjne związane z zakupem turbozespołu oraz budowy fundamentu i ew. powiększenie hali maszynowni w pracy pt. *On energy, exergy, and environmental aspects*

of a combined gas-steam cycle for heat and power generation undergoing a process of retrofitting by steam injection [I.2.6] przedstawiono analizę modernizacji bloku ciepłowniczego PGE Energia Ciepła S.A. Oddział Elektrociepłownia w Gorzowie Wielkopolskim poprzez wtrysk pary z obiegu parowego do komory spalania turbiny gazowej tworząc tzw. obieg Chenga. W pracy przeanalizowano dwa punkty poboru pary wtryskiwanej do komory spalania. Pierwsze rozwiązanie zakłada pobór pary świeżej z zaworu V_1 (Rys. 1 a) i jest określone mianem STIGT (Steam Injection Gas Turbine). Drugie rozwiązanie zakłada pobór pary upustowej z zaworu V_2 (Rys. 1 b) i jest określone jako CSTIGT (Combined Steam Injection Gas Turbine).



Rys. 1 Propozycja modernizacji obiegu gazowego-parowego poprzez wtrysk pary do komory spalania, gdzie: C – sprężarka, CC – komora spalania, GT – turbina gazowa, G – generator elektryczny, HRSG – kocioł odzyskowy, WH – wymiennik ciepłowniczy, WR – dodatkowy wymiennik ciepłowniczy odzyskujący wodę z wtrysku pary do komory spalania, ST – turbina parowa, CON – skraplacz, D – odgazowywacz, P – pompa [I.2.6].

W pierwszym wariantcie strumień pary kierowany do komory spalania omija całą turbinę parową, odgazowywacz i skraplacz (wymennik ciepłowniczy). W wariantcie tym możliwy jest pobór całego strumienia pary generowanego w HRSG do komory spalania, co redukuje moc turbiny parowej i skraplacza do zera. W wariantcie drugim para do komory spalania pobierana jest z za części wysokoprężnej turbiny omijając część niskoprężną, odgazowywacz i skraplacz. W wariantcie tym pobór całego strumienia pary do komory spalania nie redukuje mocy turbiny parowej do zera, ponieważ część wysokoprężna pracuje bez zmian. W obu wariantach modernizacji obiegu moc ciepłownicza wymiennika WH jest zredukowana oraz konieczne jest dodanie nowego wymiennika ciepła WR odpowiedzialnego za odzysk pary podanej do komory spalania. Wyniki analizy dla obiegu referencyjnego oraz dwóch wariantów modernizacji przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1 Wyniki analizy energetycznej oraz egzergetycznej modernizacji obiegu gazowo parowego wg wariantu STIGT oraz CSTIGT w nominalnym punkcie pracy [I.2.6].

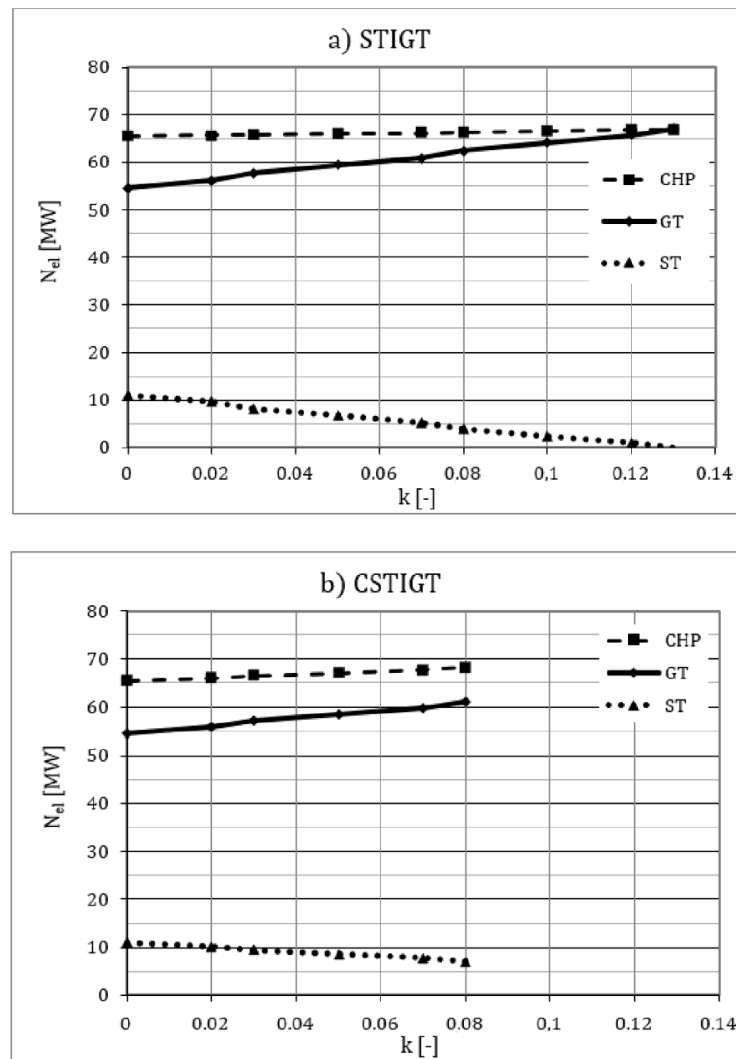
		Ref.	STIGT	CSTIGT
$N_{el,CHP}$	[MW]	65.49	66.92	68.17
$N_{el,GT}$	[MW]	54.49	66.92	61.16
$N_{el,ST}$	[MW]	10.99	–	7.01
$\dot{Q}_{CHP}$	[MWth]	72.38	20.63	35.65
$\dot{B}_{th,CHP}$	[MWth]	15.57	4.19	7.67
$N_{el,CHP} + \dot{Q}_{CHP}$	[MW]	137.87	86.49	103.71
$N_{el,CHP} + \dot{B}_{th,CHP}$	[MW]	81.06	71.20	75.73
$\eta_{En,CHP}$	[–]	0.8659	0.5428	0.6508
$\eta_{B,CHP}$	[–]	0.4737	0.4159	0.4421
$\eta_{el,CHP}$	[–]	0.4121	0.4205	0.4290
$\eta_{el,GT}$	[–]	0.3428	–	0.3849
$\eta_{B,GT}$	[–]	0.3200	–	0.2649
$\eta_{el,ST}$	[–]	0.1520	–	0.0989
$\eta_{B,ST}$	[–]	0.3972	–	0.2198
$\eta_{B,CC}$	[–]	0.6448	0.5837	0.5936
$\eta_{B,HRS}$	[–]	0.8016	0.8260	0.8228
$\eta_{B,WH}$	[–]	0.6381	0.6971	0.7122

Istotną cechą obu modernizacji jest wzrost mocy elektrycznej elektrociepłowni przy jednoczesnej redukcji mocy ciepłowniczej. Wzrost mocy elektrycznej, odpowiednio 1,49 oraz 2,68 MWe dla wariantów STIGT i CSTIGT, podnosi sprawność generacji energii elektrycznej odpowiednio o 0,84 oraz 1,69 pp. Natomiast istotna różnica pomiędzy przyrostem mocy elektrycznej a redukcją mocy ciepłowniczej, odpowiednio 51,75 oraz 36,73 MWt dla wariantów STIGT i CSTIGT, powoduje spadek zarówno sprawności energetycznej jak i egzergetycznej obiegu elektrociepłowniczego. Wyniki analizy egzegetycznej zostaną szczegółowo omówione w dalszej części autoreferatu.

Poza analizą termodynamiczną przypadków, w których cały strumień pary świeżej lub upustowej jest skierowany do komory spalania przeprowadzono również analizę wpływu ilości pobranej pary na:

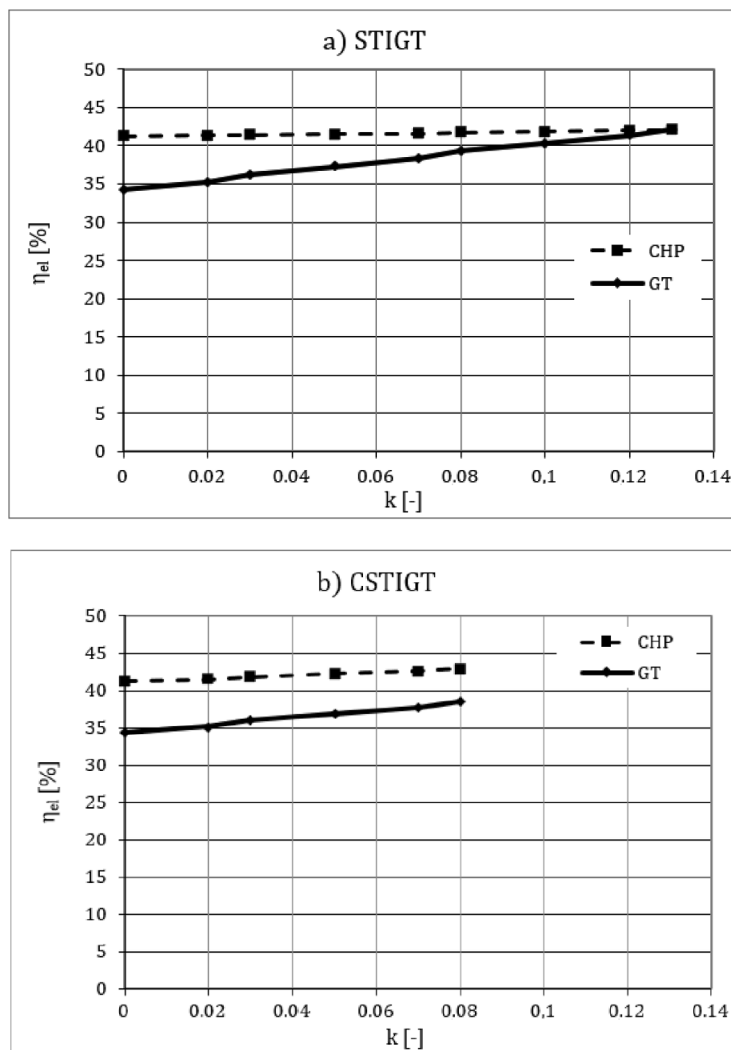
- moc elektryczną turbiny gazowej, parowej i elektrociepłowni – Rys. 2a obieg STIGT oraz Rys. 2b obieg CSTIGT
- sprawność generacji energii elektrycznej obiegu gazowego i elektrociepłowni – Rys. 3a obieg STIGT oraz Rys. 3b obieg CSTIGT
- moc ciepłowniczą – Rys. 4.

Ilość pary skierowanej do obiegu gazowego określa współczynnik k zdefiniowany jako stosunek masowego natężenia pary i powietrza podanych do komory spalania. Istotnym założeniem jest, że ilość powietrza i paliwa podanego do komory spalania jest stała i niezależna od ilości podanej pary. Tak więc, wraz ze wzrostem współczynnika k maleje temperatura wlotowa turbiny gazowej.



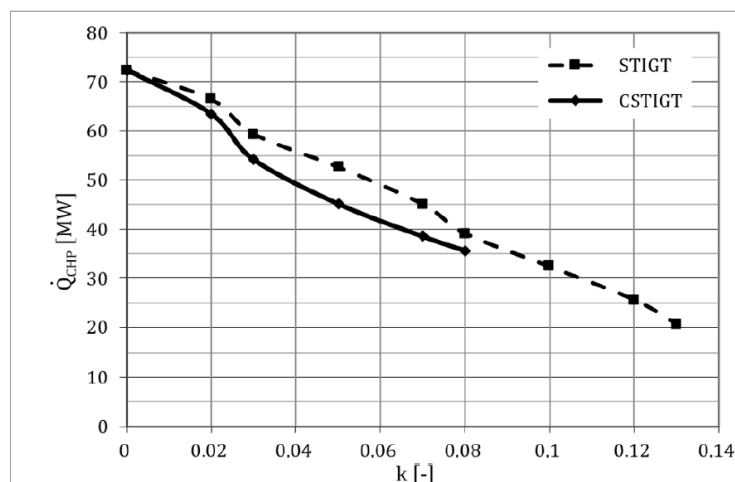
Rys. 2 Wpływ ilości pary skierowanej do komory spalania na moc elektryczną turbiny gazowej (GT), parowej (ST) oraz łącznej mocy elektrycznej elektrociepłowni (CHP) dla wariantu STIGT (a) i CSTIGT (b) [1.2.6].

Na rysunku 2 widać, że w przypadku obiegu CSTIGT ilość pary podanej do komory spalania jest o blisko 40% mniejsza niż w przypadku STIGT. Natomiast, z uwagi na brak odciążania części wysokoprężnej turbiny parowej w wariantcie CSTIGT spadek mocy obiegu parowego do $k \leq 0,08$ jest mniejszy niż w przypadku wariantu STIGT, a sumaryczna moc elektryczna elektrociepłowni większa.



Rys. 3 Wpływ ilości pary skierowanej do komory spalania na sprawność generacji energii elektrycznej w obiegu turbiny gazowej (GT) oraz łącznie, w obiegu elektrociepłowni (CHP) dla wariantu STIGT (a) i CSTIGT (b) [I.2.6].

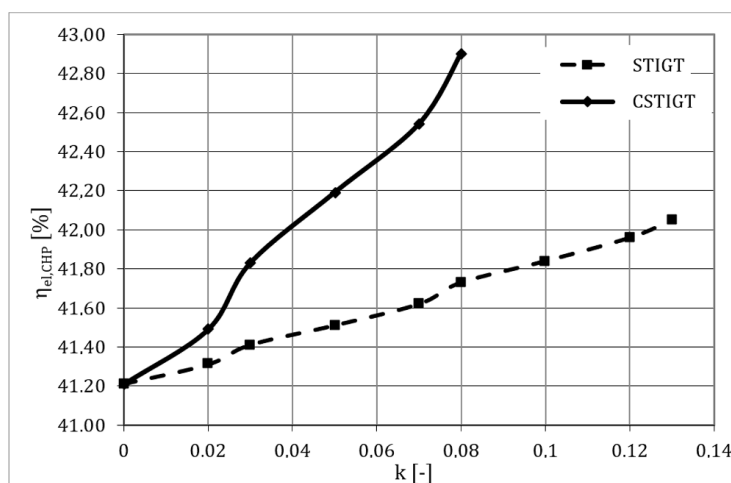
Relacja zmiany mocy obiegów wpływa w oczywisty sposób na sprawność generacji energii elektrycznej. Obieg CSTIGT charakteryzuje niższa sprawność obiegu gazowego, ale większa sprawność generacji energii elektrycznej w łącznym obiegu termodynamicznym elektrociepłowni.



Rys. 4 Wpływ ilości pary skierowanej do komory spalania na moc ciepłowniczą elektrociepłowni dla wariantu STIGT i CSTIGT [I.2.6].

Redukcja mocy ciepłowniczej ma bardziej złożony charakter, ponieważ spowodowana jest zarówno odciążeniem skraplacza, który pełni rolę wstępnego wymiennika ciepła, jak i głównego wymiennika ciepłowniczego WH, który znajduje się na wylocie z kotła odzyskowego. Dla tych samych wartości współczynnika k obieg CSTIGT redukuje moc ciepłowniczą w większym stopniu z uwagi na większą produkcję pary, która musi pokryć nie tylko zapotrzebowanie wynikające z zasilania komory spalania (współczynnik k) lecz również zapotrzebowanie części wysokoprężnej turbiny parowej. Z kolei moc ciepłownicza skraplacza (CON) jest jednakowa dla obu wariantów przy tych samych wartościach współczynnika k .

Dodatkowo na Rys. 5 przedstawiono porównanie zmiany sprawności generacji energii elektrycznej elektrociepłowni dla obu wariantów modernizacji w funkcji współczynnika k .



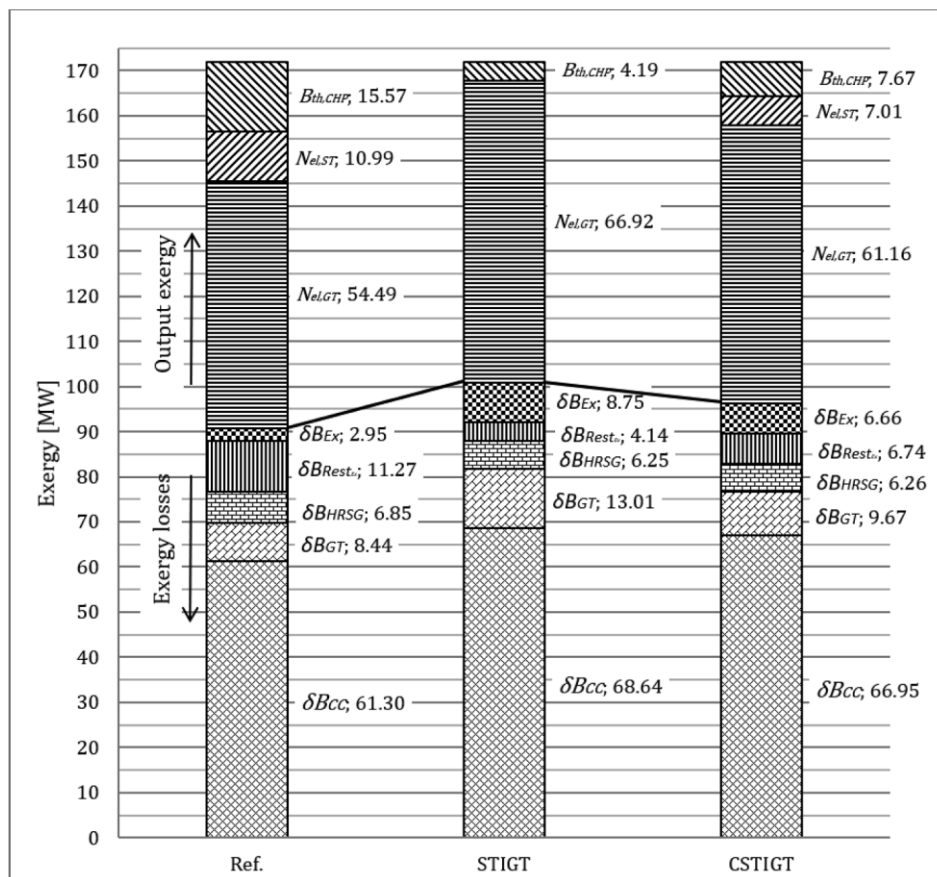
Rys. 5 Zmiana sprawności generacji energii elektrycznej elektrociepłowni dla obu wariantów modernizacji w funkcji współczynnika k [I.2.6].

Należy w tym miejscu podkreślić, że pobór pary posiada ograniczenie wynikające z warunków pracy ostatnich stopni części niskoprężnej turbiny parowej. Przy malejącym przepływie objętościowym pary w stopniu maleje gęstość przepływu u stopy łopatki, a przepływ zostaje

ukierunkowany górną częścią kanału przepływowego. Po przekroczeniu wartości granicznej przepływ u stopy zostaje całkowicie zahamowany, powodując zjawisko przepływów zwrotnych u stopy łopatki generujące straty energii, erozję stopy łopatek i podwyższone drgania wirnika. Zjawiska te nie były jednak przedmiotem analizy niniejszej pracy. W wariantcie STIGT istnieje możliwość odstawienia turbiny parowej, ponieważ para do komory spalania jest pobierana przed częścią wysokoprężną. Natomiast, w wariantcie modernizacji CSTIGT odłączenie części niskoprężnej byłoby możliwe jedynie w przypadku pracy obu korpusów turbiny parowej na osobnych wałach i osobnych turbogeneratorach lub zastosowaniu niekonwencjonalnych metod rozprzegania wałów pracujących na jeden generator elektryczny.

Proces projektowania, a następnie eksploatacja elektrowni zakłada w pierwszej kolejności pokrycie zapotrzebowania na ciepło. Energia elektryczna jest generowana niejako „przy okazji”. Takie podejście znacznie upraszcza optymalizację parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych w aspekcie maksymalizacji sprawności konwersji energii, ponieważ narzuca zasadniczy warunek ograniczający. Problem optymalizacji tych parametrów powstaje w momencie, gdy w trakcie procesu projektowania zakłada się długotrwałe okresy niewielkiego zapotrzebowania na moc, np. okres letni, kiedy korzyści ekonomiczne z generacji energii elektrycznej uzasadniają zrzut nadmiaru ciepła do otoczenia lub w innym przypadku, gdy energia termiczna może być magazynowana. W przypadku magazynowania ciepła blok może pracować przy nominalnym obciążeniu ciepłowniczym w okresie małego zapotrzebowania na energię elektryczną, magazynując nadmiar energii termicznej. W okresie dużego zapotrzebowania na energię elektryczną moc ciepłownicza jest ograniczana, zasilając sieć ciepłowniczą z magazynu energii, natomiast zwiększana jest moc elektryczna bloku. W takim przypadku przeprowadzenie optymalizacji parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych staje się procesem wielopoziomowym.

Wyjściem naprzeciw tym potrzebom jest analiza egzergetyczna, która umożliwia bezpośrednie jakościowe porównanie generowanej mocy elektrycznej i cieplnej. Ponadto, analiza egzergetyczna wskazuje bezpośrednie źródła strat energii użytecznej w obiegu cieplnym. Wyniki analizy dla zaproponowanej modernizacji przedstawiono graficznie w formie wykresu słupkowego na Rys. 6. Dolna część wykresów reprezentuje straty egzergetyczne, a górna egzergetykę wyjściową. Łącznie egzergetyka doprowadzona do obiegów jest jednakowa z uwagi na stały strumień doprowadzonego paliwa i powietrza w obiegu turbiny gazowej.



Rys. 6 Wyniki analizy egzergetycznej dla obiegu referencyjnego oraz wariantów modernizacji STIGT oraz CSTIGT [1.2.6].

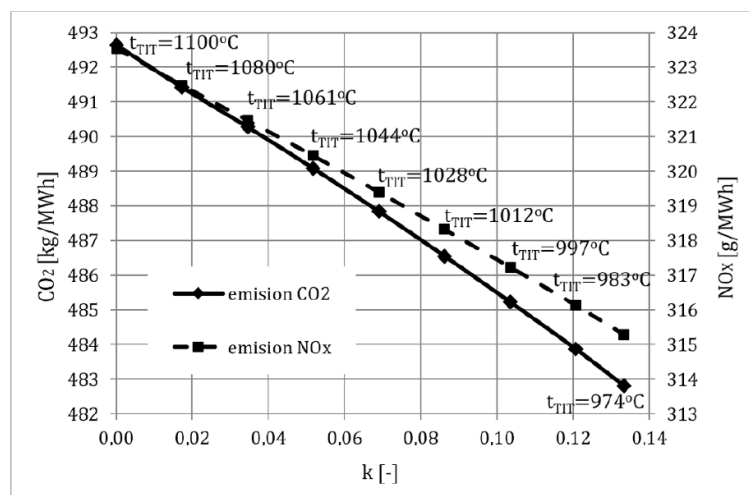
Analiza egzergetyczna, podobnie jak analiza energetyczna, wskazuje, że oba warianty modernizacji obniżają ogólną sprawność elektrociepłowni. Wynika to z faktu, że generacja dodatkowej ilości energii elektrycznej znacząco redukuje moc ciepłowniczą. Należy w tym miejscu jednak zaznaczyć, że o ile w przypadku analizy energetycznej jest to spadek sprawności elektrociepłowni na poziomie 20 pp. (CSTIGT) i 30 pp. (STIGT), o tyle sprawność egzergetyczna obiektu maleje o niespełna 6 pp. (STIGT) i ponad 3 pp. (CSTIGT).

W obu wariantach modernizacji największe straty egzergii występują w komorze spalania. Pomimo, że doprowadzenie do komory spalania pary o wyższej egzergii niż powietrze ze sprężarki podnosi sprawność egzergetyczną, to zwiększa również moc komory spalania. W efekcie egzergia tracona w tym urządzeniu wzrasta. W podobny sposób wzrasta również strata egzergii w turbinie gazowej pomimo braku zmiany sprawności izentropowej. Natomiast wzrost ciepła właściwego spalin, które w obu wariantach modernizacji zawierają więcej pary wodnej, prowadzi do większej straty wylotowej δB_{Ex} .

Wyniki analizy jasno wskazują, że przyrost mocy elektrycznej obu proponowanych rozwiązań jest znaczny w porównaniu do odłączenia części parowej i pracy turbozespołu gazowego na tzw. gorący komin. Przy aktualnej konfiguracji obiegu cieplnego zwiększenie mocy i sprawność generacji energii elektrycznej w czasie małego zapotrzebowania na ciepło wymagałoby skierowania nadwyżki ciepła ze skraplacza turbiny parowej na chłodnię

kominową lub wentylatorową. Obecnie elektrociepłownia nie posiada takiego rozwiązania w związku z tym nakłady inwestycyjne na dostosowanie komory spalania do tzw. mokrego spalania (ang. wet combustion chamber) mogłyby okazać się niższe.

Dodatkowym aspektem poruszonym w pracy jest wpływ wtrysku pary do komory spalania na redukcję emisji dwutlenku węgla i tlenków azotu. Zależności te przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7 Wpływ wtrysku pary do komory spalania na redukcję emisji dwutlenku węgla oraz tlenków azotu w funkcji współczynnika k [I.2.6].

Redukcja emisji dwutlenku węgla wynika z podniesienia sprawności generacji energii elektrycznej, natomiast redukcja tlenków azotu wynika z obniżenia temperatury w komorze spalania. Jest to dodatkowa zaleta wprowadzenia omawianych modernizacji.

4.2.2 Magazyny sprężonego powietrza w obiegach turbin gazowych

Zdecydowanie rzadziej spotykanym rozwiązaniem jest magazynowanie sprężonego lub skroplonego powietrza w obiegach turbin gazowych. W skali komercyjnej eksploatowane są obecnie jedynie dwie elektrownie tego typu, określane mianem CAES (Compressed Air Energy Storage), są to obiekty w Huntorf (Niemcy) oraz McIntosh (USA). Magazyny te przechowują sprężone powietrze w podziemnych zbiornikach o stałej objętości. Z tego względu przyjmuje się założenie upraszczające, że realizują proces sprężania izochorycznego. Zagadnienie to jest szczegółowo omówione w punkcie 4.2.3. Zasada działania tego rodzaju magazynu energii, polega na sprężaniu powietrza i zatłaczaniu go do zbiorników w okresie małego zapotrzebowania na energię elektryczną w systemie. Sprężarka gazowa, napędzana silnikiem elektrycznym, zasilana jest energią zakupioną z sieci energetycznej. W okresie wzmożonego zapotrzebowania na moc elektryczną zmagazynowane powietrze zasila turbinę gazową. Moc netto turbiny gazowej jest większa w porównaniu do klasycznego turbozespołu z powodu braku zasilania sprężarki gazowej w trakcie pracy turbiny. Dodatkowo zysk elektrowni pochodzący ze sprzedaży energii elektrycznej wytworzonej ze spalania gazu ziemnego jest powiększony o tzw. *spread*, czyli różnicę pomiędzy ceną energii elektrycznej zakupionej w dolinie obciążenia i sprzedanej w szczycie.

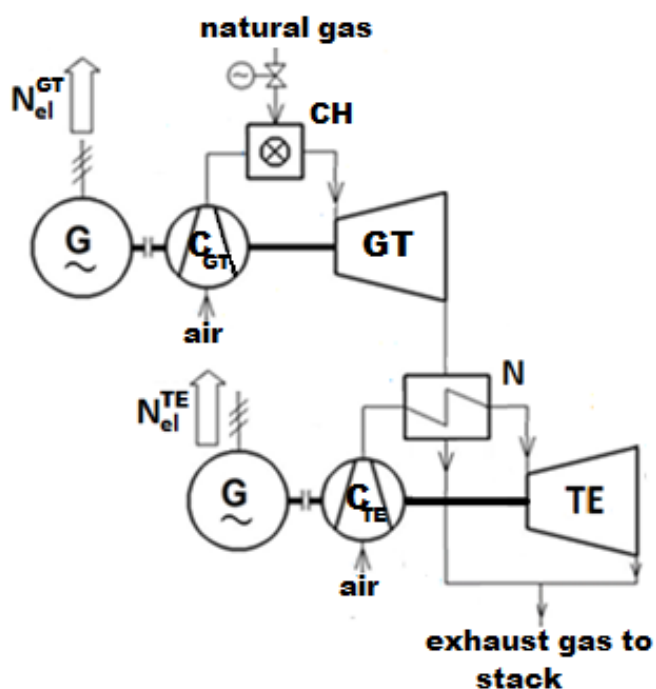
Od strony technicznej, rozwiązanie to choć najprostsze w realizacji posiada kluczową wadę – w miarę rozładowania magazynu ciśnienie zmagazynowanego powietrza maleje. Możliwe są w tym miejscu dwa podejścia projektowe. W pierwszym maksymalne ciśnienie zmagazynowanego powietrza odpowiada nominalnemu ciśnieniu komory spalania. W trakcie rozładowania magazynu ciśnienie i strumień masy powietrza w obiegu gazowym maleje, co wymaga zmniejszenia ilości dostarczanego paliwa. Obniża się moc elektrowni, maleje również sprawność za sprawą malejącego spadku entalpii i rosnącej temperatury na wylocie z turbiny spowodowanej malejącym rozprężem w turbinie. Rozwiązanie to jest jednak niedopuszczalne w aspekcie regulacji mocy systemu elektroenergetycznego, ponieważ dostępna moc elektrowni jest związana z poziomem naładowania magazynu. Z tego powodu stosowane w praktyce jest drugie podejście – minimalne ciśnienie zmagazynowanego powietrza odpowiada nominalnemu ciśnieniu komory spalania. Rozwiązanie to wymaga dostarczenia większej ilości energii w trakcie procesu magazynowania energii i dławienia powietrza pobieranego ze zbiornika. Umożliwia natomiast uzyskanie znamionowych parametrów eksploatacyjnych bez względu na poziom rozładowania magazynu. Kolejna wada tego rozwiązania wynika z zastosowania rekuperatora. Choć rozwiązanie to poprawia sprawność obiegu gazowego, to zapewnia najwyższy przyrost sprawności dla małych wartości sprężu w obiegu. Z uwagi na ograniczone objętości dostępnych magazynów, ciśnienie magazynowanego powietrza jest wysokie, co zapewnia większą gęstość zmagazynowanej energii, ale pogarsza sprawność termodynamiczną procesu magazynowania energii.

Warto w tym miejscu również wspomnieć o pozostałych wariantach tego typu magazynów energii jak np. magazynowanie sprężonego powietrza w warunkach izobarycznych. Jest to rozwiązanie korzystne od strony termodynamicznej, ponieważ nie wymaga wytwarzania ciśnienia wyższego niż wynika z optymalizacji obiegu gazowego. Proces ładowania i rozładowania tylko w minimalnym stopniu wpływają na ciśnienie w obiegu, co oznacza, że proces magazynowania energii w tego typu obiegu nie wpływa na sprawność termodynamiczną obiegu gazowego. Wymagane jest tu jeszcze jedno założenie – magazyn powietrza musi znajdować się za niskoprężną częścią sprężarki, za chłodnicą międzystopniową. W ten sposób niweluje się problem magazynowania energii termicznej. Co więcej korzystne jest schłodzenie powietrza na ssaniu wysokoprężnej części sprężarki w celu redukcji zapotrzebowania na moc. Z drugiej jednak strony, rozwiązanie to znacząco redukuje jednostkową pojemność magazynu oraz wymaga dostarczenia większej ilości paliwa na jednostkę zmagazynowanego powietrza w trakcie rozładowania magazynu. Wynika to konieczności zasilenia wysokoprężnej części sprężarki z wału turbiny, a nie silnika elektrycznego w czasie procesu ładowania magazynu. Natomiast praktycznym problemem przy realizacji obiegów gazowych z izobarycznym magazynem powietrza jest zapewnienie izobarycznych warunków jego magazynowania. Do tego celu rozważane są zbiorniki o zmiennej objętości umieszczone na dnie zbiorników wodnych. Problemem są tu przede wszystkim koszty i pojemności takich zbiorników oraz stosunkowo niskie ciśnienie hydrostatyczne na głębokościach dostępnych przy linii brzegowej. Drugim rozwiązaniem jest zalanie zbiorników podziemnych lub wyeksploatowanych kopalni wodą i przetłaczanie jej w trakcie ładowania magazynu na powierzchnię. W trakcie rozładowania magazynu woda zalewająca zbiornik zapewnia izobaryczne warunki wywołane naporem hydrostatycznym. Mankamentem tego rozwiązania jest jednak objętościowe

natężenie przepływu przetłaczanego powietrza, które w przypadku wody wymaga ok. 20-krotnie większych średnic rur tłocznych w celu utrzymanie wartości liczby Reynoldsa i tym samym utrzymania strat ciśnienia na jednakowym poziomie. W przypadku elektrowni Huntorf CAES średnica wewnątrz rur do każdego z dwóch podziemnych zbiorników wynosi 20" (ok. 500 mm). Rozwiązanie to opisano w pracach [I.2.1, II.4.Przed.10].

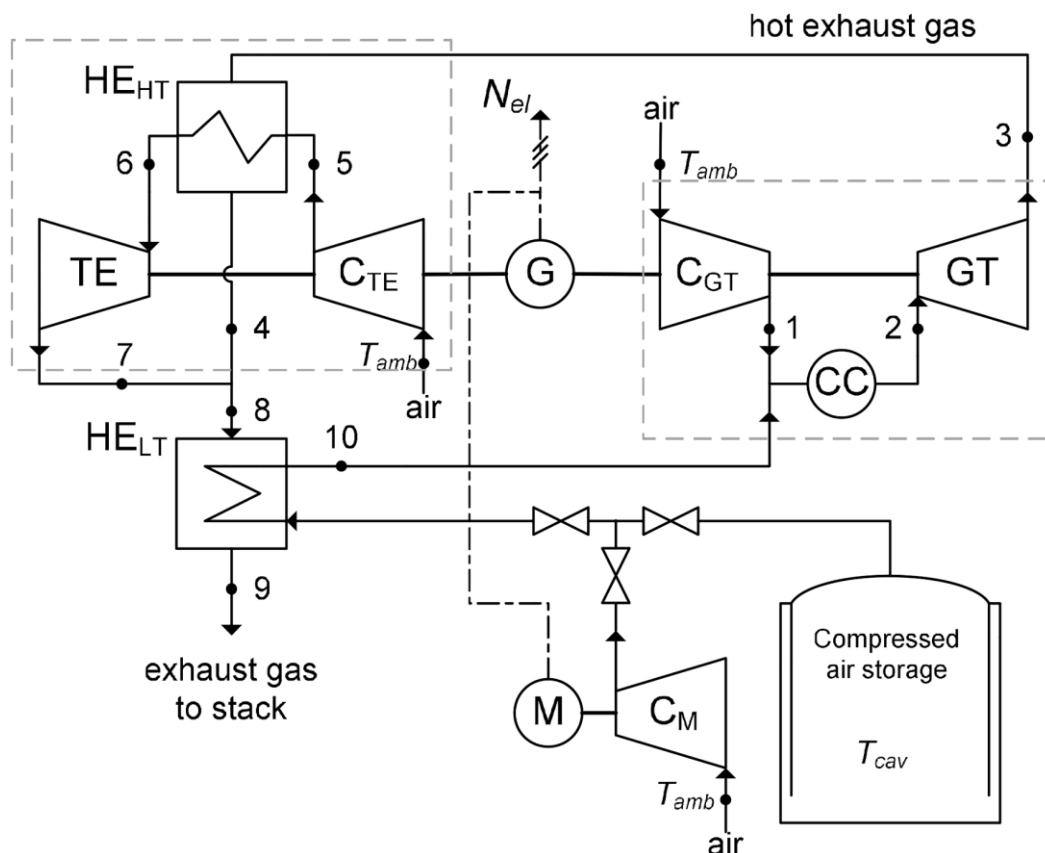
Nowatorskie podejście do problemu zaprezentowano w pracach pt. *Hierarchical Gas-Gas Systems: Thermal and Economic Effectiveness* [I.2.2] oraz *Thermodynamic and economic analysis of the hierarchic gas-gas power plant cooperating with a compressed air energy storage* [I.2.3]. Pierwsza praca jest monografią zawierającą szczegółową analizę techniczno-ekonomiczną obiegu gazowo-gazowego, opatentowanego przez prof. Ryszarda Bartnika, w różnych wariantach konfiguracji. Jednym z wariantów jest integracja z magazynem energii sprężonego powietrza. Druga praca rozszerza analizę integracji obiegu z magazynem sprężonego powietrza o wpływ logarytmicznej różnicy temperatur wymienników ciepła na powierzchnie wymiany ciepła i sprawność obiegu. Należy podkreślić, że proponowane rozwiązanie służy do magazynowania energii w obrębie bloku energetycznego. Oznacza to, że operator takiej instalacji nie zakupuje energii elektrycznej z sieci w czasie ładowania magazynu energii, ale posiada możliwość pełnego obciążenia instalacji przy zerowej generacji energii elektrycznej oddawanej do systemu elektroenergetycznego. Dzięki temu możliwa jest optymalna ekonomicznie strategia prowadzenia eksploatacji elektrowni – tzn. ciągła generacja energii z mocą nominalną, która jest sprzedawana do sieci tylko w okresach występowania najwyższych jej cen.

W pracach tych do magazynowania energii wykorzystano obieg termodynamiczny, składający się z dwóch turbin gazowych połączonych szeregowo za pomocą przeponowego wymiennika ciepła. Schemat obiegu przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8 Schemat obiegu gazowo-gazowego [1.2.2].

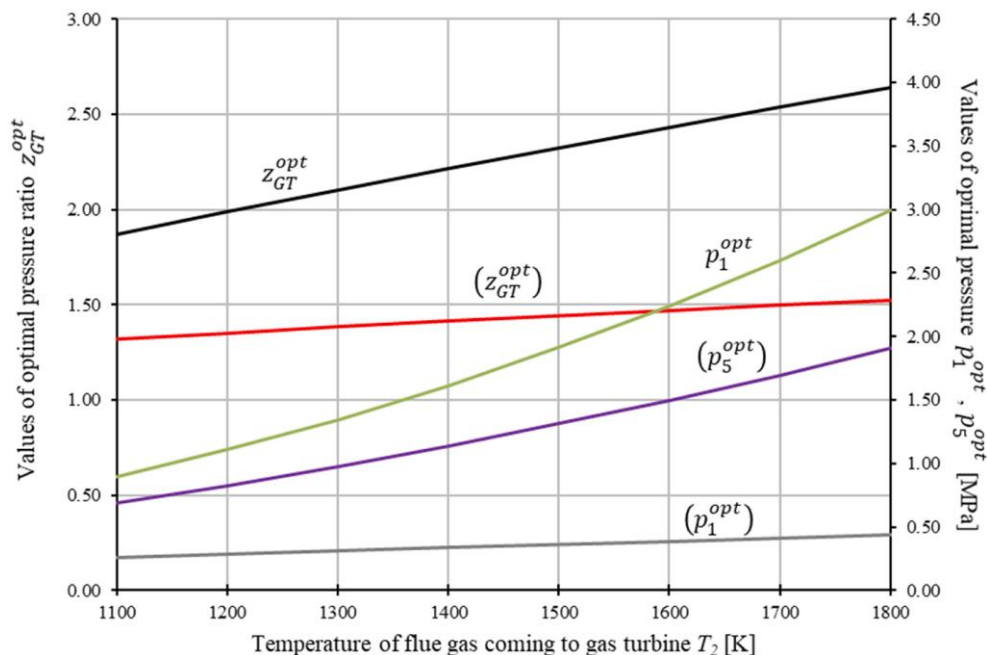
Można uogólnić, że obieg ten zapewnia wyższą sprawność konwersji energii niż otwarty obieg *Jule'a-Braytona*, ale niższą niż obieg gazowo-parowy. Natomiast charakteryzuje się on niższymi nakładami inwestycyjnymi i większą elastycznością pracy niż obieg kombinowany. Nie bez znaczenia jest fakt, że obieg ten nie wymaga wody ani chłodzenia, ponieważ pracuje w cyklu otwartym. Jednakże jego inna zaleta ujawniła się przy integracji z magazynem sprężonego powietrza wg. schematu zaprezentowanego na rysunku 9.



Rys. 9 Schemat obiegu gazowo-gazowego zintegrowanego z magazynem sprężonego powietrza, gdzie: CH – komora spalania, G_{GT} – sprężarka turbiny gazowej, G_{TE} – sprężarka turboekspandera, G – generator elektryczny, GT – turbina gazowa, TE – turboekspander, M – silnik elektryczny, N – główny wymiennik ciepła, R – wymiennik regeneracyjny [I.2.3].

Mianowicie obieg ten, w odróżnieniu od obiegu gazowego z regeneracją ciepła oraz obiegu kombinowanego, charakteryzuje się wyższym optymalnym sprężem turbiny gazowej. Charakterystykę optymalnego stosunku ciśnień i ciśnienia absolutnego w obiegu turbiny gazowej i ekspandera w funkcji temperatury gazów dolotowych turbiny przedstawiono na rysunku 10. Stosunek ciśnienia w obiegu turbiny gazowej jest dany następującą zależnością:

$$Z_{GT} = \frac{T_{1s}}{T_{amb}} = \frac{T_{5s}}{T_4} = \left(\frac{p_1}{p_{amb}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (1)$$



Rys. 10 Charakterystyka optymalnego sprężu i ciśnienia w obiegu turbiny gazowej i ekspandera w funkcji temperatury gazów na wlocie do turbiny gazowej. Wartości w nawiasach prezentują wyniki dla obiegu z międzystopniowym chłodzeniem sprężarek C_{GT} oraz C_M [I.2.2].

W efekcie zasilanie komory spalania powietrzem pod wysokim ciśnieniem z magazynu sprężonego powietrza nie stoi w opozycji do optymalizacji obiegu termodynamicznego. Ciśnienie jakim zasilane są turbozespoły w elektrowniach CAES Huntorf i McIntosh jest na poziomie 40 bar. Jest to poziomie optymalnej wartości ciśnienia pracy turbiny gazowej w obiegu gazowo-gazowym dla temperatury gazów wlotowych do turbiny na poziomie 1670K. Istotną cechą przedstawionego rozwiązania jest również brak magazynowania powietrza w obrębie obiegu turboekspandera. Obieg ten pracuje przy niższym ciśnieniu niż obieg turbiny gazowej i stanowi tzw. *bottoming cycle* obniżając temperaturę gazów wylotowych z instalacji, podnosząc tym samym sprawność konwersji energii chemicznej paliwa na energię elektryczną.

W pracy przedstawiono algorytm obliczeniowy wartości zoptymalizowanych pod kątem sprawności konwersji energii. Sprawność obiegu turbiny gazowej można zdefiniować jako:

$$\eta_{GT} = \frac{N_{GT}}{\dot{E}_{ch}} = \frac{N_{iexp} - N_{ic}}{\dot{E}_{ch}} = \frac{\eta_m(T_2 - T_3) - \left[\frac{1}{\eta_m}(T_1 - T_{amb}) + \frac{1}{\eta_m}(T_5 - T_4) \right]}{T_2 - T_5} \quad (2)$$

$$= \frac{\eta_m \eta_i^{GT} T_2 \left(1 - \frac{1}{z_{GT}^2} \right) - \frac{T_{amb} + T_4}{\eta_m \eta_i^C} (z_{GT} - 1)}{T_2 - T_4 \left(1 + \frac{z_{GT} - 1}{\eta_i^C} \right)}.$$

Dla nieodwracalnych procesów adiabatycznych, w maszynach wirnikowych składających się na obieg termodynamiczny, temperatury końcowe określone są w następujący sposób:

$$T_1 = T_{ot} + \frac{1}{\eta_i^c} (T_{1s} - T_{amb}) , \quad (3)$$

$$T_5 = T_4 + \frac{1}{\eta_i^c} (T_{5s} - T_4) , \quad (4)$$

$$T_3 = T_2 - \eta_i^{GT} (T_2 - T_{3s}) . \quad (5)$$

Wartość optymalna z_{TG}^{opt} , tzn. zapewniająca maksymalną sprawność obiegu turbiny gazowej η_{GT}^{max} wynika z warunku:

$$\frac{d\eta_{GT}}{dz_{GT}} = 0 . \quad (6)$$

Poprzez zróżniczkowanie równania można określić z_{GT}^{opt} :

$$\begin{aligned} [2A - B(z_{TG}^{opt})^3] \left[T_2 - T_4 \left(1 + \frac{z_{GT}^{opt} - 1}{\eta_i^c} \right) \right] \\ - \frac{T_4}{\eta_i^c} [A(z_{GT}^{opt})^3 - Az_{GT}^{opt} - B(z_{GT}^{opt})^4 + B(z_{GT}^{opt})^3] = 0 , \end{aligned} \quad (7)$$

gdzie:

$$A = \eta_m \eta_i^{GT} T_2 , \quad B = \frac{T_{amb} + T_4}{\eta_m \eta_i^c} . \quad (8)$$

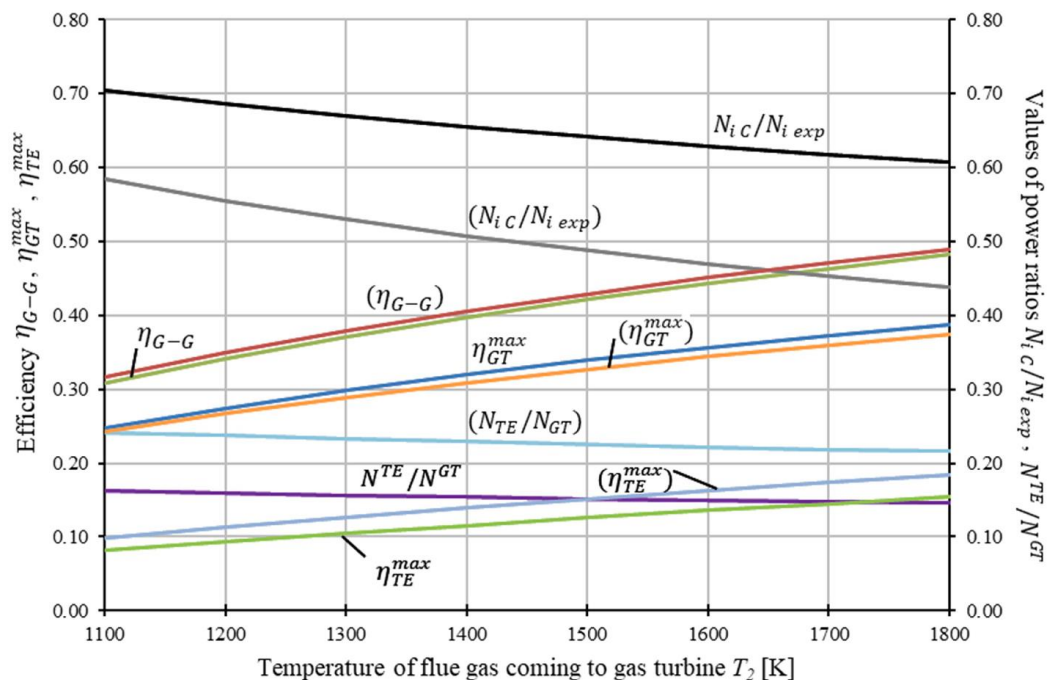
Korzystając z wartości optymalnego stosunku sprężu z_{TG}^{opt} można określić następującą zależność pomiędzy mocą sprężarki i ekspandera:

$$\begin{aligned} \frac{N_{i\ c}}{N_{i\ exp}} &= \frac{\frac{1}{\eta_m} (T_1 - T_{amb}) + \frac{1}{\eta_m} (T_5 - T_4)}{\eta_m (T_2 - T_3)} = \frac{N_{i\ c}}{N^{GT} + N_{i\ c}} \\ &= \frac{(z_{GT}^{opt})^2}{\eta_m^2 \eta_i^c \eta_i^{GT} (z_{GT}^{opt} + 1)} \frac{T_{amb} + T_4}{T_2} , \end{aligned} \quad (10)$$

z której ostatecznie można określić moc sprężarki:

$$N_{i\ c} = N^{GT} \frac{z_{GT}^{opt} T_{ot}}{\eta_m^2 \eta_i^c \eta_i^{GT} T_2 - z_{GT}^{opt} T_{amb}} \quad (11)$$

Korzystając z tak opracowanego modelu nie trzeba szukać optymalnych parametrów pracy obiegu gazowo-gazowego przy zmianie parametrów projektowych. Pełen model obliczeniowy dla obiegu z chłodzeniem międzystopniowym sprężarki oraz bez niego jest przedstawiony w obu omawianych pracach. Wyniki analizy wpływu temperatury gazów zasilających turbinę gazową przedstawiono na rysunku 11.

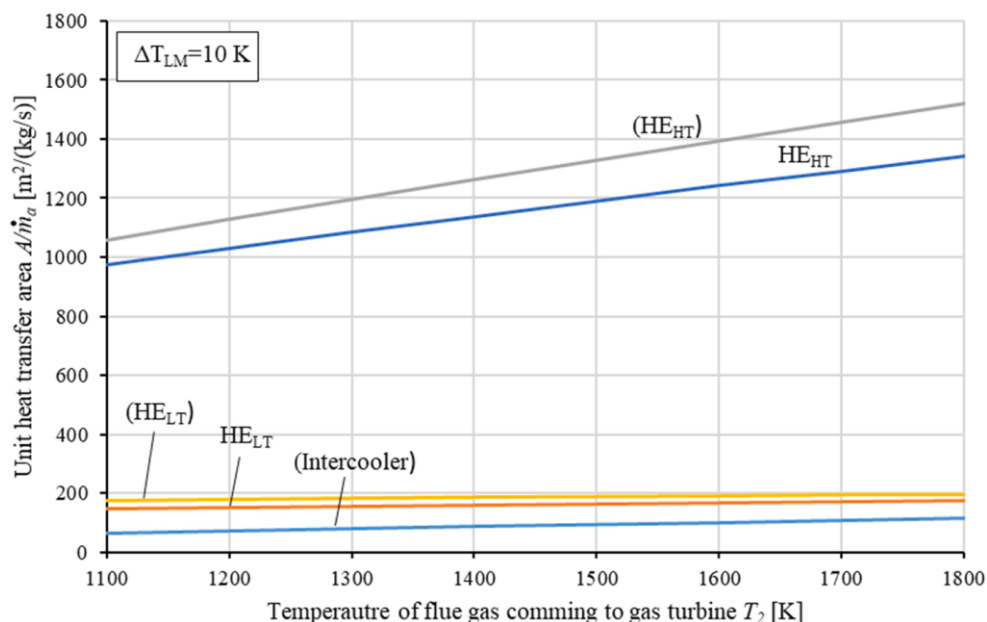


Rys. 11 Charakterystyka sprawności obiegu gazowo-gazowego, obiegu turbiny gazowej, obiegu ekspandera oraz wartości stosunków mocy sprężarek turbiny gazowej i turboekspandera oraz mocy turboekspandera i turbiny gazowej w funkcji temperatury gazów zasilających turbinę gazową [1.2.2].

Przyrost sprawności obiegu gazowo-gazowego, jak i jego składowych podobiegów, wraz ze wzrostem temperatury gazów zasilających turbinę gazową jest oczywisty. Natomiast analiza ta wskazuje stosunek mocy turboekspandera i turbiny gazowej, który maleje wraz ze wzrostem temperatury. Oznacza to, że nie tylko zmniejszają się gabaryty zespołu sprężarki i turboekspandera, lecz również stosunkowo zmniejsza się moc wysoko- i niskotemperaturowego wymiennika ciepła. Warto w tym miejscu podkreślić, że stosunek mocy turboekspandera do turbiny gazowej jest stosunkowo nieduży i dla podanego przedziału temperatur mieści się w zakresie 0.14-0.18.

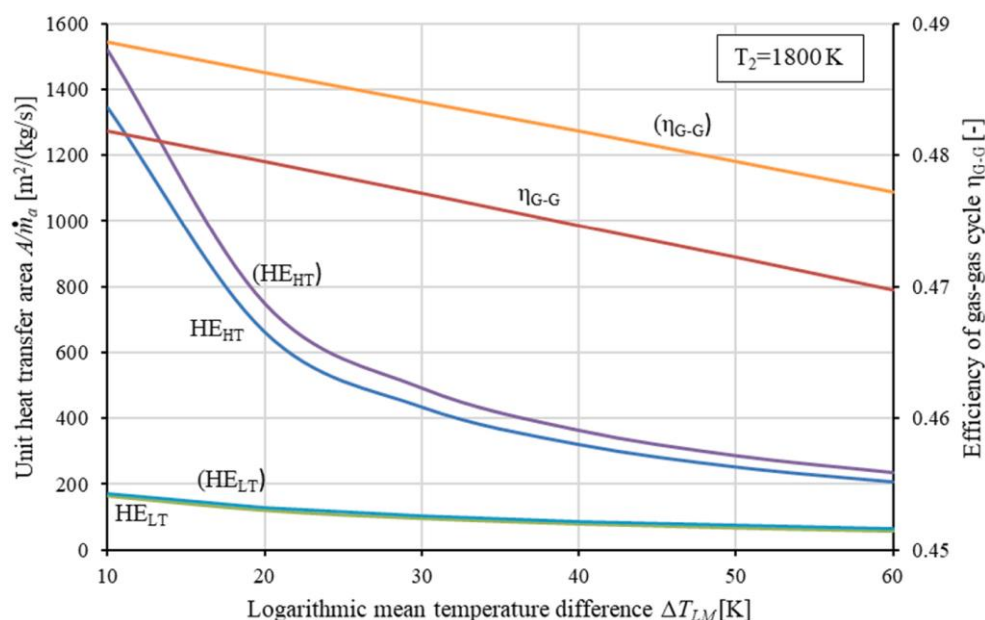
Przechodząc do analizy powierzchni wymiany ciepła należy podkreślić, że jest to jeden z kluczowych elementów procesu projektowego. Dla zadanej wartości średniej logarytmicznej różnicy temperatur powierzchni wymiany ciepła są wprost proporcjonalne do temperatury gazów zasilających turbinę gazową. Przedstawiono to na rysunku 12 dla wymiennika wysoko-

i niskotemperaturowego dla obiegu z chłodzeniem międzystopniowym i bez niego oraz chłodnicy dla obiegu z chłodzeniem międzystopniowym sprężarki turbiny gazowej.



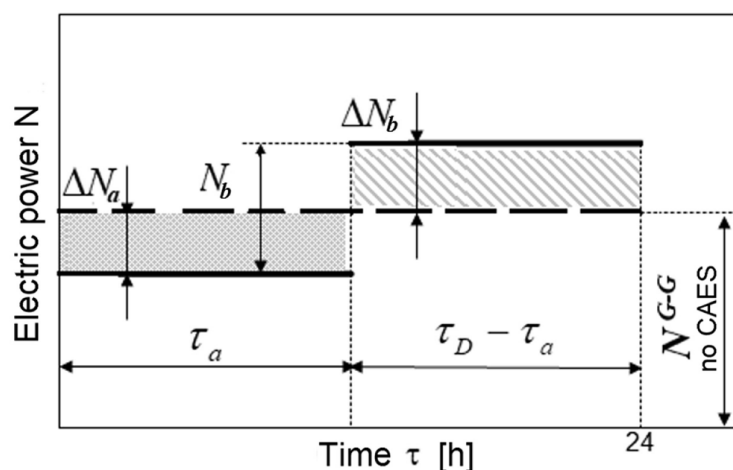
Rys. 12 Charakterystyka jednostkowej powierzchni wymiany ciepła wymiennika wysoko- i niskotemperaturowego oraz chłodnicy międzystopniowej sprężarki dla obiegów z chłodzeniem międzystopniowym, wartości w nawiasach, w funkcji temperatury gazów zasilaających turbinę gazową dla średniej logarytmicznej różnicy temperatur 10K [I.2.3].

Jednak, co szczególnie istotne, zmiana powierzchni wymiany ciepła w funkcji różnicy temperatury ma charakter asymptotyczny. Natomiast sprawność obiegu cieplnego zmienia się liniowo w funkcji średniej logarytmicznej różnicy temperatur wymiennika wysoko- i niskotemperaturowego. Ważne jest więc określenie optymalnego punktu projektowego z punktu widzenia kosztów inwestycyjnych – gabaryty wymienników, jak i eksploatacyjnych – sprawność konwersji energii.



Rys. 13 Charakterystyka jednostkowej powierzchni wymiany ciepła wymiennika wysoko- i niskotemperaturowego oraz chłodnicy międzystopniowej sprężarki dla obiegów z chłodzeniem międzystopniowym, wartości w nawiasach, oraz sprawności obiegu gazowo-gazowego w funkcji średniej logarytmicznej różnicy temperatur dla temperatury gazów zasilających turbinę gazową 1800K [I.2.3].

Zasada działania magazynu energii polega na zasileniu sprężarki C_M , zatłaczającej powietrze do zbiornika ciśnieniowego, energią elektryczną generowaną przez obieg gazowo-gazowy w okresie małego zapotrzebowania systemu elektroenergetycznego. W okresie zwiększonego zapotrzebowania sprężarka C_{GT} jest odłączana, a komora spalania zasilana jest zmagazynowanym sprężonym powietrzem. Analizę przeprowadzono dla warunków nominalnych pracy turbosespołu, przedstawionych na rysunku 14.



Rys. 14 Przyjęty schemat eksploatacji obiegu gazowo-gazowego ze integrowanym magazynem sprężonego powietrza [I.2.2].

W przyjętym schemacie eksploatacji wykorzystuje się magazyn energii nie tylko do bilansowania mocy wytwórczej w systemie elektroenergetycznym, ale również do zapewnienia nominalnych warunków pracy obiegu termodynamicznego. Eliminuje to problem obciążeń

częściowych i związanych z tym strat konwersji energii, szczególnie istotnych w otwartych obiegach turbin gazowych gdzie redukcja strumienia masy powietrza prowadzi do redukcji sprężu. To z kolei prowadzi do podniesienia temperatury spalin i obniżenia sprawności konwersji energii obiegu.

Przeprowadzona w omawianych pracach analiza ekonomiczna wskazuje uwarunkowania rynkowe, dla których opłacalna jest budowa i eksploatacja zaproponowanego rozwiązania. Jako uwarunkowania rynkowe wybrano giełdową różnicę ceny energii elektrycznej pomiędzy szczytem i doliną zapotrzebowania systemu oraz czas trwania doliny obciążenia.

Jako główne wskaźniki obliczono zdyskontowany zysk netto (NPV) określony dla obiegu gazowo-gazowego zintegrowanego z magazynem sprężonego powietrza (CAES) zdefiniowane jako:

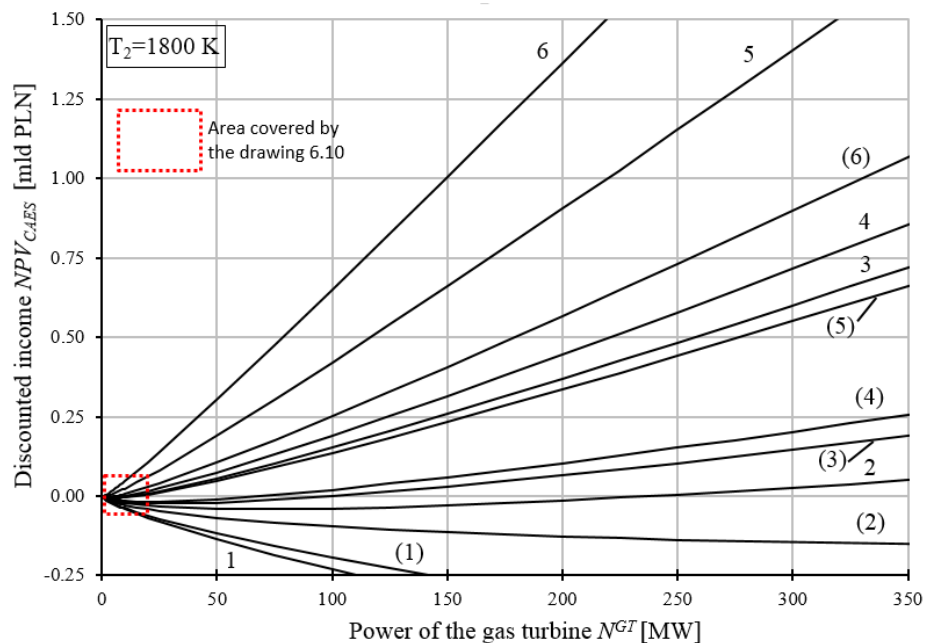
$$\begin{aligned} NPV_{CAES} &= \int_0^{T_y} E_{el,R} \Delta k_{el,mean} (1-p) e^{-rt} dt \\ &= E_{el,R} \Delta k_{el,mean} (1-p) \int_0^{T_y} e^{-rt} dt . \end{aligned} \quad (12)$$

Po jego scałkowaniu otrzymuje się wzór na średnie obniżenie (zmniejszenie) w T_y latach jednostkowego kosztu produkcji elektryczności w silniku gazowo-gazowym dzięki jego współpracy z akumulatorem sprężonego powietrza o wartość:

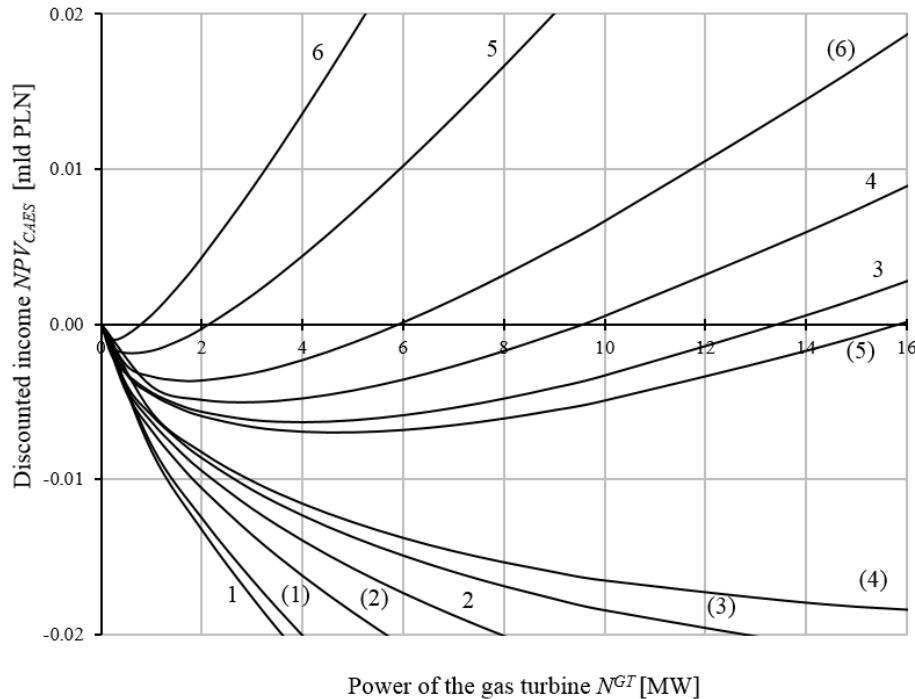
$$\Delta k_{el,mean} = \frac{NPV_{CAES}}{(1-p)E_{el,R}} \frac{r}{1 - e^{-rT_y}} \quad (13)$$

gdzie: $E_{el,R}$ – roczna produkcja elektryczności, p – stopa podatku dochodowego, r – stopa oprocentowania kapitału inwestycyjnego na przystosowanie kawerny do współpracy z silnikiem gazowo-gazowym.

Na rysunku 15 przedstawiono wartość zdyskontowanego zysku w funkcji mocy turbiny gazowej. Na rysunku 16 przedstawiono powiększenie obszaru zaznaczonego czerwonym prostokątem na rysunku 15. Do przeprowadzenia analizy wybrano moc turbiny gazowej jako bardziej intuicyjny wskaźnik od mocy całego obiegu, ponieważ proponowany obieg gazowo-gazowy może bazować na komercyjnie dostępnych turbozespołach gazowych. Zgodnie z przedstawioną wcześniej analizą termodynamiczną moc obiegu turboekspandera dla temperatury gazów zasilających turbinę gazową równą 1800K wynosi zaledwie 14% mocy turbiny gazowej.



Rys. 15 Zdyskontowany zysk w funkcji mocy turbiny gazowej dla następujących parametrów (różnicy ceny energii elektrycznej pomiędzy szczytem i doliną zapotrzebowania systemu $e_{el}^b - e_{el}^a$ oraz czasu trwania doliny obciążenia τ_a): 1: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 30$, $\tau_a = 14$ h; 2: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 50$, $\tau_a = 14$ h; 3: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 70$, $\tau_a = 14$ h; 4: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 30$, $\tau_a = 12$ h; 5: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 50$, $\tau_a = 12$ h; 6: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 70$, $\tau_a = 12$ h. Wartości w nawiasach przedstawiają wyniki dla obiegu z chłodzeniem międzystopniowym [I.2.2].



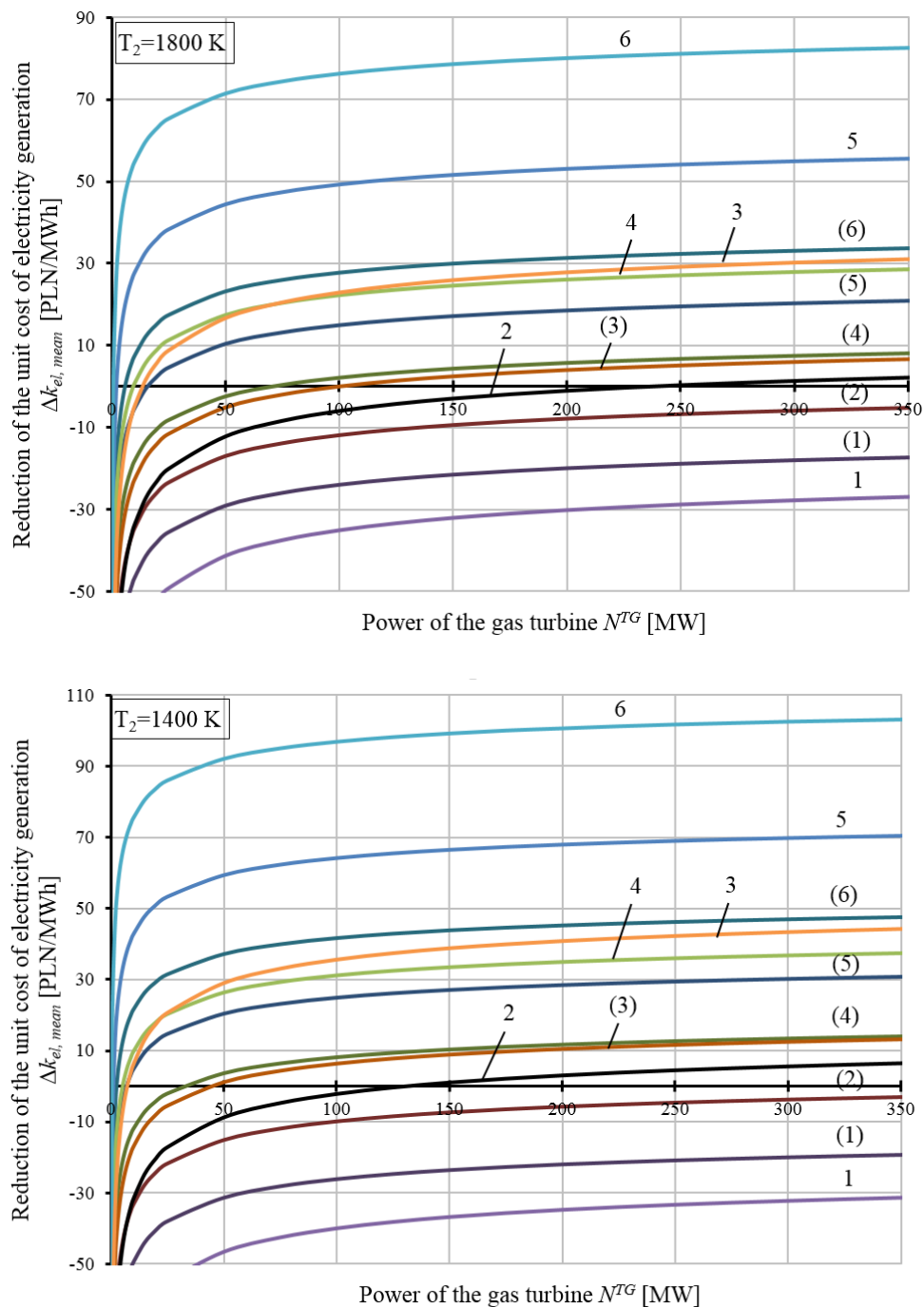
Rys. 16 Powiększenie charakterystyki zdyskontowanego zysku w funkcji mocy turbiny gazowej z rysunku 15 dla mocy turbiny gazowej do 16 MW [I.2.2].

Przedstawione charakterystyki wartości zdyskontowanego zysku wskazują, że:

- obieg z chłodzeniem międzystopniowym pomimo wyższej sprawności termodynamicznej osiąga niższe wskaźniki ekonomiczne
- czas trwania doliny obciążenia posiada większy wpływ na wielkość NPV niż różnica cen energii pomiędzy szczytem i doliną zapotrzebowania (dotyczy to analizowanych zakresów tych parametrów)
- progiem rentowności dla obiegu bez chłodzenia międzystopniowego przy $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 70$ i $\tau_a = 12 \text{ h}$ jest moc turbiny gazowej ok. 1 MW, a przy $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 30$ i $\tau_a = 12 \text{ h}$ ok. 9,5 MW
- progiem rentowności dla obiegu bez chłodzenia międzystopniowego przy $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 70$ i $\tau_a = 14 \text{ h}$ jest moc turbiny gazowej ok. 13,5 MW, a przy $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 30$ i $\tau_a = 14 \text{ h}$ obiekt jest nierentowny w rozważanym zakresie mocy.

Warto w tym miejscu podkreślić, że czas trwania doliny obciążenia wynosi obecnie 6-7 godzin. Jednak wzrost mocy zainstalowanej w instalacjach fotowoltaicznych sprawił, że ceny energii elektrycznej na Rynku Dnia Następnego Towarowej Giełdy Energii w szczycie obciążenia są stosunkowo niskie jeśli prognozowane jest duże nasłonecznienie.

Na rysunku 17 przedstawiono obniżenie jednostkowego kosztu produkcji energii elektrycznej w funkcji mocy turbiny gazowej, dla temperatury gazów zasilających turbinę 1800K oraz 1400K. Parametry analizy zachowano jakie same jak w przypadku charakterystyk NPV na rysunkach 15 i 16.



Rys. 17 Obniżenie jednostkowego kosztu produkcji energii elektrycznej w funkcji mocy turbiny gazowej dla następujących parametrów (różnicy ceny energii elektrycznej pomiędzy szczytem i doliną zapotrzebowania systemu $e_{el}^b - e_{el}^a$ oraz czasu trwania doliny obciążenia τ_a): 1: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 30$, $\tau_a = 14$ h; 2: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 50$, $\tau_a = 14$ h; 3: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 70$, $\tau_a = 14$ h; 4: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 30$, $\tau_a = 12$ h; 5: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 50$, $\tau_a = 12$ h; 6: $e_{el}^b - e_{el}^a = \text{PLN } 70$, $\tau_a = 12$ h. Wartości w nawiasach przedstawiają wyniki dla obiegu z chłodzeniem międzystopniowym [1.2.2].

Wyniki analizy wskazują, że obniżenie jednostkowego kosztu wytwarzania energii osiąga znaczne wartości dla czasu doliny $\tau_a = 12$ h. Przedstawione na rysunku 17 wartości $\Delta k_{el,mean}$ otrzymano dla obecnie najwyższej możliwej, z uwagi na żarowytrzymałość łopatek turbiny, temperatury $T_2 = 1800$ K oraz wartości powszechnie spotykanej w przemyśle $T_2 = 1400$ K. Wartości $\Delta k_{el,mean}$ zwiększają się ze zmniejszaniem się wartości temperatury T_2 , co jest oczywiście korzystne ekonomicznie. Wynika to z tego, że im mniejsza jest wartość T_2 , tym większa jest moc sprężania, co jest oczywiście niekorzystne termodynamicznie, ale dzięki temu większa jest też moc szczytowa obiegu, a tym samym większy jest zysk NPV_{CAES} . Cała procedura wyprowadzenia powyższych zależności została szczegółowo przedstawiona w obu omawianych pracach.

Jeszcze większe wartości $\Delta k_{el,mean}$ będą dla krótszego od 12 godzin czasu τ_a i większej od 30 PLN różnicy cen energii elektrycznej $e_{el}^b - e_{el}^a$ w szczycie i dolinie obciążenia. Jednostkowy koszt produkcji elektryczności w obiegu gazowo-gazowym współpracującym z magazynem sprężonego powietrza będzie, co najważniejsze, wyraźnie mniejszy od jednostkowego kosztu $k_{el,mean}^{G-S}$ w obiegu gazowo-parowym. Koszt ten w obiegu gazowo-gazowym współpracującym z magazynem sprężonego powietrza będzie bowiem wynosił:

$$k_{el,mean,CAES}^{G-G} = k_{el,mean}^{G-G} - \Delta k_{el,mean} < k_{el,mean}^{G-G} \quad (14)$$

i będzie tym mniejszy od $k_{el,mean}^{G-G}$, im mniejsza jest temperatura T_2 .

Wartości $k_{el,mean}^{G-G}$, tak samo jak wartości zdyskontowanego zysku NPV_{CAES} dla obiegu z turbiną gazową, w której realizowany jest obieg *Joule'a* ze sprężaniem dwustopniowym są mniejsze w porównaniu ze sprężaniem jednostopniowym.

Cała procedura obliczeniowa została przedstawiona w pracy [I.2.2].

4.2.3 Magazyny energii termicznej w obiegach turbin gazowych

Magazynowanie energii termicznej w obiegach turbin gazowych najczęściej spotykane jest w dwóch rozwiązaniach – magazynach energii skroplonego powietrza (LAES) oraz w tzw. adiabatycznych magazynach sprężonego powietrza (ACAES). W pierwszym rozwiązaniu energia elektryczna służy do napędu sprężarek oraz instalacji kriogenicznej w celu sprężenia a następnie skroplenia powietrza. W czasie ładowania magazynu energii magazynowane jest ciepło powstałe przy sprężaniu powietrza i skraplaniu powietrza. W czasie rozładowania magazynu magazynowany jest chłód powstały przy odparowaniu skroplonego powietrza, co znacząco podnosi sprawność instalacji kriogenicznej. Zaletą systemów LAES jest ok. 15-krotnie większa gęstość skroplonego powietrza w porównaniu do gęstości powietrza przy ciśnieniu stosowanym w magazynach CAES, co zapewnia większą gęstość magazynowania energii. Wadą jest natomiast znaczna energochłonność procesu skraplania powietrza, co prowadzi do zdecydowanie niższych sprawności procesu ładowania/rozładowania magazynu energii. Technologia ta znajduje się w fazie instalacji pilotażowych.

Technologia ACAES również znajduje się w fazie instalacji pilotażowych. W magazynach tego typu energia elektryczna zasila sprężarki powietrza, jednak w odróżnieniu od technologii

CAES, ciepło wytworzone przy sprężaniu jest magazynowane. Polega to na schładzaniu powietrza zatłaczanego do zbiornika ciśnieniowego w celu zwiększenia jego gęstości, natomiast w trakcie rozładowywania magazynu powietrze jest ogrzewane zmagazynowanym ciepłem. Odnosząc ilość energii odebranej z magazynu do ilości energii dostarczonej do obiegu, sprawność cyklu może osiągać znacznie wyższe wartości niż magazyny CAES. Wiąże się to jednak z mniejszą mocą jednostkową takich instalacji w porównaniu do instalacji CAES z powodu braku dodatkowego źródła energii w postaci paliwa.

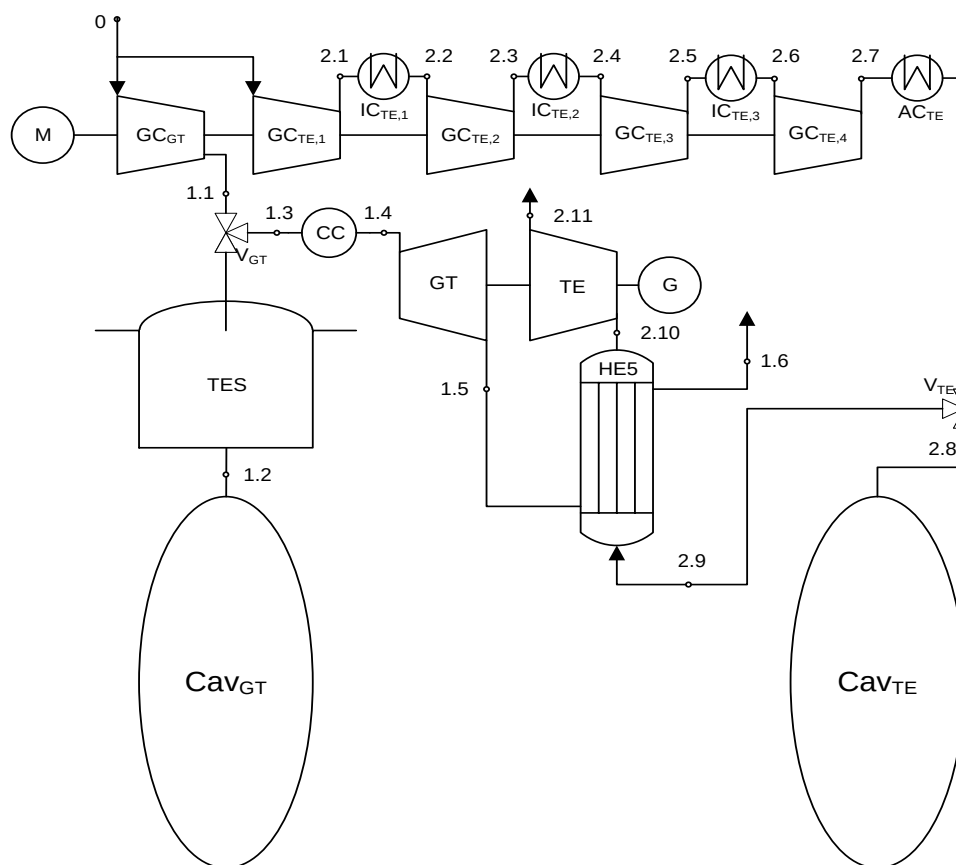
Wariantem technologii ACAES jest tzw. bateria Carnota. W obiegu tym magazynowane jest nie tylko ciepło z procesu sprężania, ale i chłód z procesu rozprężania gazu. Technologia ta wymaga zamkniętego obiegu czynnika roboczego, co zwiększa powierzchnie wymiany ciepła i straty ciśnienia w obiegu. Natomiast zaletą rozwiązania jest, że sprawność magazynowania energii nie zależy od temperatur górnego i dolnego magazynu. Temperatury te determinuje gęstość magazynowanej energii. Straty konwersji energii wynikają natomiast ze sprawności izentropowej sprężarek i ekspanderów, strat ciśnienia w rurociągach, armaturze i wymiennikach ciepła oraz strat ciepła do otoczenia.

Cechą charakterystyczną obiegów ACAES jest brak możliwości integracji z silnikiem spalinowym. Inaczej mówiąc, nie jest możliwe efektywne zastosowanie idei magazynowania energii termicznej w obiegach CAES. Wynika to z zastosowania regeneracji ciepła w wysokosprawnych obiegach CAES, a w takiej sytuacji temperatura powietrza pobieranego z magazynu musi być możliwie niska, aby efektywnie ochłodzić spaliny na wyjściu z obiegu turbiny gazowej. W związku z tym zastosowanie magazynu prowadzi do odzyskania energii termicznej generowanej w procesie sprężania, ale z drugiej strony obniża ilość energii odzyskanej ze spalin. Rozwiązaniem tego problemu jest autorski obieg przedstawiony w pracy pt. *Comparative analysis of hybrid energy storage based on a gas-gas system and a conventional compressed air energy storage based on a recuperated gas turbine round trip efficiency, exergy losses, and heat exchanges start-up losses* [I.2.1]. Idea połączenia magazynów sprężonego powietrza i energii termicznej z wykorzystaniem obiegu gazowo-gazowego jest przedmiotem zgłoszenia patentowego [III.3.4].

W pracy tej zaproponowano integrację obiegu gazowo-gazowego z magazynem sprężonego powietrza i magazynem ciepła. Dodatkowo, zaproponowano autorski model termodynamiczny opisujący w sposób dokładniejszy proces ładowania magazynu sprężonego powietrza oraz analizę strat rozruchowych głównych wymienników ciepła analizowanego obiegu gazowo-gazowego oraz referencyjnego obiegu gazowego z regeneracją ciepła. Oba autorskie elementy analiz są nowością w literaturze przedmiotu i wkładem autora w rozwój nauki w skali międzynarodowej.

Schemat obiegu gazowo-gazowego zintegrowanego z magazynem sprężonego powietrza i energii termicznej przedstawiono na schemacie na rysunku 18. Obieg turboekspandera (TE) zasilany jest 4-stopniową sprężarką powietrza z chłodzeniem międzystopniowym oraz chłodnicą wylotową. Zadaniem chłodnicy wylotowej jest zwiększenie gęstości powietrza zatłaczanego do podziemnej kawerny (Cav_{TE}). Sprężarka obiegu turbiny gazowej nie posiada chłodzenia, ponieważ gorące powietrze kierowane do kawerny (Cav_{GT}) przepływa przez

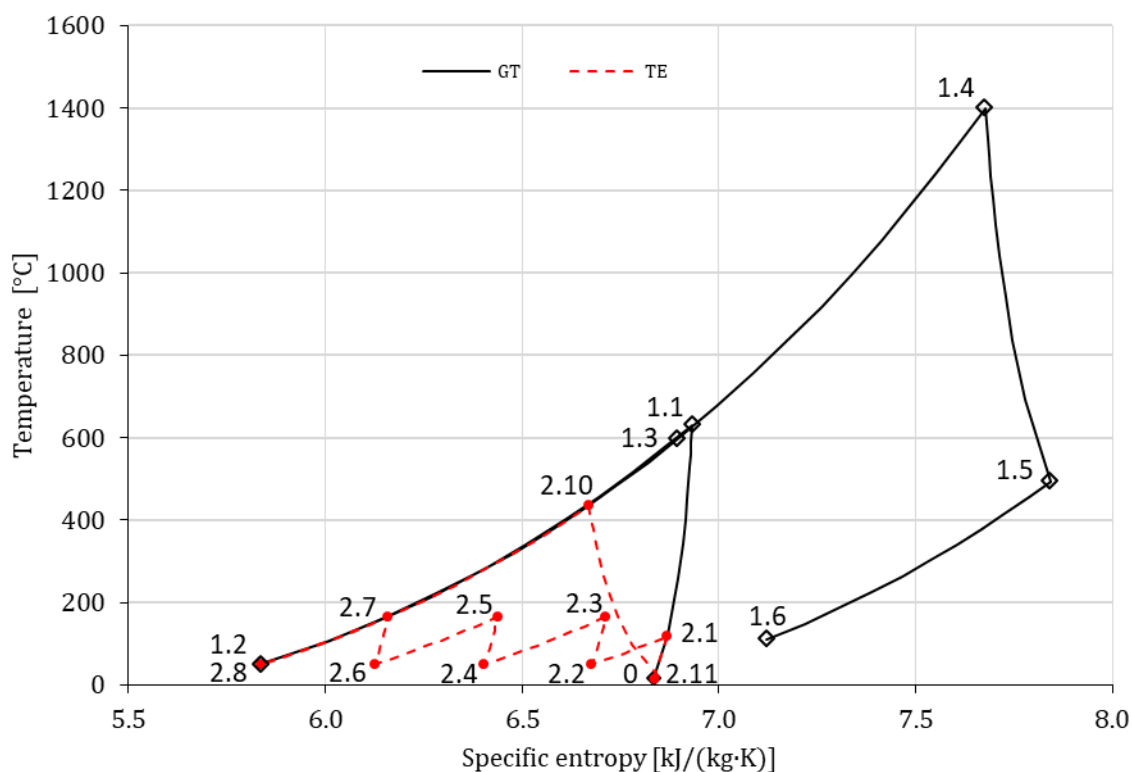
magazyn energii termicznej (TES). Obie sprężarki zasilane są energią elektryczną kontraktowaną na Rynku Dnia Następnego w okresie jej niskiej ceny. W pracy tej wskazano na zależność cen energii na Towarowej Giełdzie Energii nie tylko od zapotrzebowania systemu elektroenergetycznego, ale również od generacji OZE, w tym przede wszystkim ogniw fotowoltaicznych. W czasie rozładowania magazynu, powietrze z Cav_{TE} ogrzewa się wstępnie w magazynie ciepła i zasila komorę spalania, a dalej turbinę gazową. Spaliny z turbiny gazowej ogrzewają powietrze pobierane z Cav_{TE} , które zasila turboekspander.



Rys. 18 Schemat hybrydowego magazynu energii, gdzie: AC – chłodnica wylotowa, Cav – kawerna, CC – komora spalania, G – generator elektryczny, GC – sprężarka gazu, GT – turbina gazowa, HE – wymiennik ciepła, IC – chłodnica międzystopniowa, M – silnik elektryczny, TE – turboekspander, TES – magazyn energii termicznej, V – zawór [I.2.1].

Na rysunku 19 przedstawiono interpretację obiegu we współrzędnych temperatura – entropia właściwa. Obieg turbiny gazowej oznaczono linią czarną ciągłą, a obieg turboekspandera linią czerwoną przerywaną. Proces sprężania powietrza w obiegu turbiny gazowej reprezentuje linia pomiędzy punktami 0-1.1, a w obiegu turboekspandera, z uwzględnieniem chłodzenia międzystopniowego, linie między punktami 0-2.8. Proces izobarycznego nagrzewania magazynu ciepła reprezentuje linia 1.1-1.2, proces rozładowania linia 1.2-1.3. Różnica temperatury pomiędzy punktami 1.1 i 1.3 wynika ze strat ciepła do otoczenia w czasie magazynowania energii. Izobarycznemu dostarczeniu ciepła w komorze spalania odpowiada linia 1.3-1.4, a ekspansja gazów spalinowych w turbiny to linia 1.4-1.5. Proces regeneracji ciepła, po stronie obiegu turbiny gazowej, linia 1.5-1.6, po stronie obiegu turboekspandera linia

2.8-2.10. Proces ekspansji w turboekspanderze przedstawia krzywa pomiędzy punktami 2.10-2.11. Z wykresu widać, że brak jest straty wylotowej z turboekspandera, natomiast strata ta w turbinie gazowej wynika z różnicy temperatury pomiędzy punktami 1.6 i 0.



Rys. 19 Wykres T-s obiegu gazowo-gazowego zintegrowanego z magazynem sprężonego powietrza i ciepła. Czarna, ciągła linia reprezentuje obieg turbiny gazowej. Czerwona, przerywana linia obieg turboekspandera [I.2.1].

Z uwagi na to, że na osiągi procesu magazynowania energii silnie wpływają nawet niewielkie zmiany parametrów wejściowych, analizę przeprowadzono w formie porównania z obiegiem CAES z regeneracją ciepła bazując na parametrach elektrowni Huntorf oraz McIntosh. Z uwagi na budowę pierwszej z elektrowni w latach 70, a drugiej 90 XX w. dokonano aktualizacji temperatury gazów spalinowych zasilających turbinę gazową oraz sprawności izentropowej turbiny i sprężarki do aktualnie spotykanych wartości w energetyce. W obu wspomnianych elektrowniach zastosowano szeregowy układ dwóch komór spalania, każda z własną turbiną gazową. Wynikało to z ograniczeń materiałowych pierwszej turbiny gazowej, której stosunkowo niska temperatura pracy nie pozwalała efektywnie wykorzystać wysokiego ciśnienia. Warto w tym miejscu wspomnieć, że jako wysokoprężną turbinę gazową w elektrowni Huntorf wykorzystano część średnioprężną turbiny parowej, pracującej przy ciśnieniu znamionowym 46 bary i temperaturze 490°C. Natomiast za drugą komorą spalania użyto turbiny gazowej pracującej przy temperaturze wlotowej 945°C. Obecne turbiny gazowe pracują przy o wiele wyższych parametrach, np. GE LMS100 pracuje przy temperaturze spalin zasilających pierwsze stopnie 1400°C i 42 bary. Szczegółowe dane obiegu referencyjnego przedstawiono w omawianej pracy. Dane do analizy porównawczej zebrano w Tabeli 2. Dla wybranych parametrów przeprowadzono analizę zmiany ich wartości w podanych zakresach. Dla każdego zestawu danych optymalizowano ciśnienia wlotowe turbiny i ekspandera pod

kątem najwyższej sprawności cyklu ładowania i rozładowania magazynu stosując algorytm nieliniowy GRG (uogólniony, zredukowany gradient).

Tabela 2 Parametry analizowanych obiegów do porównania state-of-the-art oraz proponowanej technologii magazynowania energii w obiegu CAES [I.2.1].

Parameter	Symbol	Unit	Value	Range
Ambient temperature, cooling water temperature	T_0	°C	15	-
Gas compressor isentropic efficiency	η_{GC}	-	0.87	-
Gas compressors coolers and aftercooler temperature difference	ΔT_C	K	35	-
Gas compressors coolers and aftercooler pressure loss	ζp_C	-	0.00	-
TES pressure loss	ζp_{TES}	-	0.01	-
TES heat loss	ζQ_{TES}	-	0.06	0.00-0.12
Combustion chamber pressure loss	ζp_{CC}	-	0.04	-
Combustion chamber heat loss	ζQ_{CC}	-	0.01	-
Gas turbine inlet temperature	TIT	°C	1400	1200-1800
Maximal turbine/expander inlet pressure	$p_{GT,max}$ / $p_{TE,max}$	MPa	4.5	Optimal for each case
Gas turbine isentropic efficiency	η_{GT}	-	0.90	-
Turboexpander isentropic efficiency	η_{TE}	-	0.90	-
Turbomachinery mechanical efficiency	η_m	-	0.99	-
Electric generator efficiency	η_G	-	0.98	-
Electric motor efficiency	η_M	-	0.98	-
Heat exchanger mean logarithmic temperature difference	ΔT_{HE}	K	60	20-100
Heat exchanger pressure loss (air and exhaust sides)	ζp_{HE}	-	0.01	-
Heat exchanger heat loss	ζQ_{HE}	-	0.06	-
Charging mode operation time	t_{ch}	h	4	-
Discharging mode operation time	t_{dis}	h	8	2-16
Electric output power	$N_{el,out}$	MW	321.0	160.5-642.2
Caverns capacity	V_{cav}	10 ³ m ³	140.0+170.0	(35.0+42.5)- (560.0+680.0)

Warto zwrócić uwagę na opracowany, autorski model termodynamiczny procesu ładowania magazynu sprężonego powietrza. W literaturze przedmiotu można znaleźć wyłącznie jedno podejście, w którym zakłada się proces adiabatycznego sprężania magazynowanego powietrza. Przyrost entalpii jest wyznaczony na podstawie sprawności izentropowej sprężarki oraz nominalnego przyrostu ciśnienia, tj. różnicy ciśnienia pomiędzy nominalnym ciśnieniem w magazynie a ciśnieniem atmosferycznym. W podejściu tym uwagę zwraca niska sprawność izentropowa sprężarek konieczna do osiągnięcia zbieżności wyników z danymi eksperymentalnymi z obiektów w Huntorf oraz McIntosh. Zaproponowany, autorski model procesu ładowania zbiornika zakłada, że w proces ładowania magazynu sprężonego powietrza składa się z dwóch etapów. W pierwszym występuje adiabatyczne sprężanie pomiędzy ciśnieniem atmosferycznym i aktualnym ciśnieniem w zbiorniku. W drugim etapie zachodzi izochoryczne sprężanie w objętości zbiornika. W przypadku sprężarki tłokowej oznaczałoby to, że część suwu tłoka jest potrzebna do zrównania ciśnienia w cylindrze i magazynie – przyjmujemy, że jest to przemiana adiabatyczna. Natomiast pozostała część suwu jest potrzebna do przetłoczenia powietrza do zbiornika podnosząc w nim ciśnienie. Zakładając, że objętość tłoka jest pomijalnie mała względem objętości zbiornika, uznajemy że jest to

przemiana izochoryczna. W przypadku sprężarek wirnikowych, proces adiabatyczny będzie zachodził w kolejnych stopniach, natomiast proces izochoryczny rozpoczyna się w dyfuzorze i kończy w objętości magazynu. Na skutek malejącej prędkości tłoczonego gazu będzie wzrastało jego ciśnienie statyczne. Zapis matematyczny przedstawia się w sposób następujący:

$$E_{el,in} = \frac{1}{\eta_m \eta_M} W_{GC} = \frac{1}{\eta_m \eta_M} \left(\int_{p_0}^{p_{max}} \Delta h_{GC} m_{in} \frac{dm}{dp} + \int_{p_{min}}^{p_{max}} p_{min} v_{min} \ln \frac{p_{max}}{p_{min}} m_{cav} \frac{dm}{dp} \right) \quad (15)$$

gdzie: $E_{el,in}$ – energia elektryczna napędzająca sprężarkę, m_{in} – masa powietrza wlotowego, W_{GC} – praca sprężarki gazu, Δh_{GC} – przyrost entalpii w procesie sprężania (dla sprężarek z chłodzeniem międzystopniowym jest to sumaryczny przyrost entalpii w poszczególnych stopniach $\Delta h_{GC} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{GC,i}$), v – objętość właściwa, η_m – sprawność mechaniczna, η_M – sprawność elektryczna silnika.

Energia potrzebna do podniesienia ciśnienia od ciśnienia atmosferycznego do aktualnego w danej chwili wynika ze stopnia napełniania zbiornika, stąd wyrażenie na pracę adiabatyczną jest całkowane w granicach ciśnienia atmosferycznego i nominalnego ciśnienia pracy magazynu, a przemiana izochoryczna w granicach minimalnego i nominalnego ciśnienia w zbiorniku. Ciśnienie maksymalne w kawernie wynika z założonej mocy nominalnej i pojemności magazynu.

Zastosowanie modelu dla danych eksploatacyjnych elektrowni w Huntorf wykazało sprawność izentropową zespołu sprężarek 0,85, podczas gdy zastosowanie uproszczonego modelu adiabatycznego wykazuje sprawność izentropową 0,75. Sprężarki osiowe stosowane w energetyce charakteryzują się sprawnością ok. 0,85.

Magazyn energii termicznej zaprojektowano jako złożę usypowe. W trakcie procesu ładowania magazynu gorące powietrze ze sprężarki C_{GT} przepływa przez złożę nagrzewając je. Ochłodzone powietrze zatłaczane jest do kawerny. W trakcie procesu rozładowania magazynu powietrze przepływa w odwrotnym kierunku, odbierając ciepło od złoża. Założono, że przepływające powietrze znajduje się w lokalnej równowadze termodynamicznej ze złożem. Założenie to jest możliwe do realizacji dla bardzo małych liczb Biota, co potwierdzają prace eksperymentalne cytowane w omawianym artykule. Liczba Biota jest zdefiniowana jako stosunek iloczynu współczynnika przejmowania ciepła i średniej średnicy Sautera do przewodności cieplnej cząstki w złożu wg równania:

$$Bi = \frac{\alpha D_{Sa}}{2\lambda_p}, \quad (16)$$

gdzie: α – współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni cząstki, λ_p – przewodność cieplna cząstki, D_{Sa} – średnia średnica Sautera zdefiniowana jako stosunek objętości do powierzchni cząstki.

Z tego względu jako materiał złoża użyto żwiru, którego wymiary pozwalają uzyskać niskie wartości liczby Biota, a obłe kształty małe straty ciśnienia.

Przy analizie magazynu wyznaczono straty ciepła do otoczenia oraz spadki ciśnienia. Straty ciepła do otoczenia powodują obniżenie temperatury powietrza wylotowego z magazynu w trakcie procesu rozładowania w odniesieniu do temperatury na wejściu do magazynu w trakcie procesu ładowania. W ramach obliczeń wyznaczono wymaganą masę złoża, średnicę oraz wysokość magazynu ciepła.

Kolejnym autorskim elementem analizy porównawczej jest analiza strat rozruchowych obiegu cieplnego. Pod tym względem obiegi gazowe posiadają zdecydowaną przewagę nad obiegami parowymi, zarówno w aspekcie czasu rozruchu, jak i poziomu złożoności samej procedury. Oba analizowane obiegi, obieg gazowo-gazowy oraz referencyjny obieg z regeneracją ciepła, posiadają główny wymiennik ciepła. Urządzenie to posiada największą masę i z tego powodu jest rozpatrywane jako źródło największych strat rozruchowych. O ile oba obiegi posiadają podobne ciśnienie po stronie wysokoprężnej wymiennika, o tyle zaletą obiegu gazowo-gazowego jest znacznie wyższe ciśnienie po stronie obiegu turboekspandera niż w przypadku spalin wylotowych z turbiny gazowej z regeneracją ciepła. Sprawia to, że współczynnik przejmowania ciepła jest wyższy, co podnosi w oczywisty sposób współczynnik przenikania ciepła dla przegrody. Dodatkowo, mniejsza różnica ciśnienia po obu stronach przegrody umożliwia zastosowanie mniejszej grubości materiałów konstrukcyjnych. W omawianej pracy, oba wymienniki ciepła zaprojektowano jako wymiennik płaszczowo-rurowy, na wzór wymiennika regeneracyjnego zastosowanego w elektrowni McIntosh. Dobrano rury kotłowe z typoszeregu dla wyznaczonych minimalnych grubości ścianek rur w oparciu o parametry stali ASTM A105. Wyznaczono gabaryty wymienników dla założonej różnicy temperatur, co umożliwiło wyznaczenie strat ciśnienia. Strat ciepła rozruchowego wyznaczono jako ilość ciepła potrzebna do ogrzania rur w pękach wymienników płaszczowo-rurowych od temperatury otoczenia do nominalnej temperatury pracy określonej jako:

$$\Delta T = \frac{\frac{T_{HE,GT,in} + T_{HE,TE,out}}{2} + \frac{T_{HE,TE,in} + T_{HE,GT,out}}{2}}{2} - T_{amb} , \quad (17)$$

gdzie indeksy: HE – wymiennika ciepła, GT – obieg turbiny gazowej, TE – obieg turboekspandera, in – wlot, out – wylot z wymiennika, amb – otoczenie.

Wyniki analizy przedstawiono w tabeli 3. Pełen opis oraz interpretacja wyników została przedstawiona w omawianej pracy. Jednak na szczególną uwagę zasługują następujące wyniki analizy: sprawność cyklu ładowani/rozładowania magazynu (Round trip efficiency), emisja dwutlenku węgla na jednostkę energii pobranej oraz oddanej do sieci (odpowiednio: CO2 emission per unit input electric energy i CO2 emission per unit output electric energy), powierzchnia wymiany ciepła głównego wymiennika ciepła (Heat transfer surface area), strata

ciepła rozruchowego głównego wymiennika ciepła (Heat exchanger start-up loss) oraz wymiary magazynu energii termicznej (Thermal energy storage diameter oraz Thermal energy storage height).

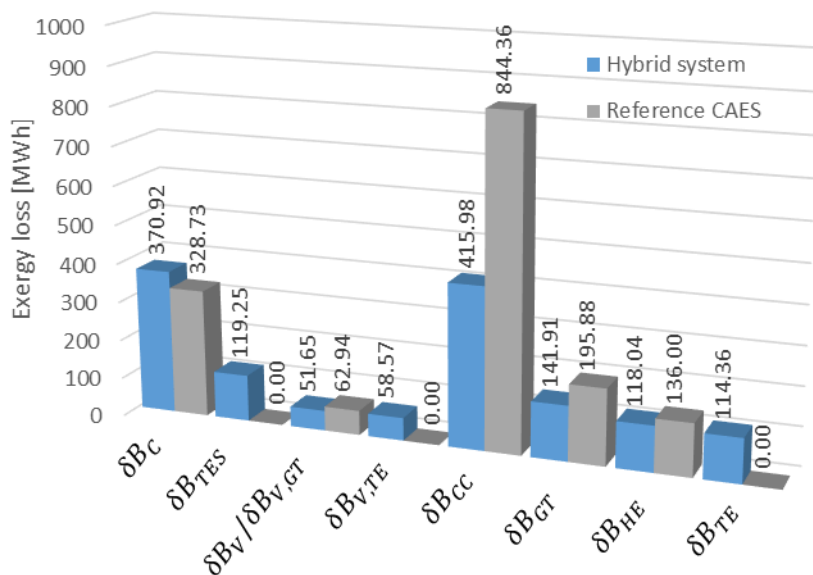
Tabela 3 Wyniki analizy porównawczej state-of-the-art oraz proponowanego obiegu hybrydowego w technologii magazynowania energii w obiegach CAES [I.2.1].

	Parameter	Symbol	Unit	Hybrid system	Reference CAES
Turbines	Electric output power	$N_{out,el}$	MW	321.00	321.00
	Gas turbine power	N_{GT}	MW	237.08	330.86
	Turboexpander power	N_{TE}	MW	93.78	-
	Turboexpander to gas turbine power ratio	N_{TE}/N_{GT}	-	0.40	-
	Combustion chamber heat output	$\dot{Q}_{CC,LHV}$	MW	213.85	354.66
	Gas turbine mass flow rate	$\dot{m}_{GT}$	kg/s	222.60	314.68
	Turboexpander mass flow rate	$\dot{m}_{TE}$	kg/s	218.02	-
	Gas turbine pressure ratio	Π_{GT}	-	45.00	41.21
	Turboexpander pressure ratio	Π_{TE}	-	44.22	-
	Electric input power	$N_{in,el}$	MW	248.62	118.32
Compressors	Gas turbine compressors power	$N_{C,GT}$	MW	145.00	115.95
	Turboexpander compressors power	$N_{C,TE}$	MW	98.64	-
	Gas turbine compressors minimum outlet temperature*	$T_{min,C,GT}$	°C	630	104
	Gas turbine compressors maximum outlet temperature*	$T_{max,C,GT}$	°C	782	120
	Turboexpander compressors minimum outlet temperature*	$T_{min,C,TE}$	°C	118	-
	Turboexpander compressors maximum outlet temperature*	$T_{max,C,TE}$	°C	139	-
	Heat transfer surface area of the coolers	$A_{Coolers}$	m ²	4260	5940
	Thermal energy storage capacity	$\dot{Q}_{TES}$	MW	130.22	-
TES	Minimum temperature difference of the thermal energy storage	$\Delta T_{min,TES}$	K	34.8	-
	Maximum temperature difference of the thermal energy storage	$\Delta T_{max,TES}$	K	43.9	-
	Thermal energy storage diameter	D_{TES}	m	66.93	-
	Thermal energy storage height	h_{TES}	m	5.49	-
	Mass of the thermal energy storage	m_{TES}	10 ⁶ kg	23.48	-
Caver	Compressed air energy storage discharge time	$t_{Discharge}$	h	8.00	8.00

Heat exchanger	Gas turbine cavern capacity	$V_{Cav,GT}$	m ³	170000	310000
	Maximum pressure in the gas turbine cavern*	$p_{max,Cav,GT}$	MPa	7.98	6.84
	Minimum pressure in the gas turbine cavern*	$p_{min,Cav,GT}$	MPa	4.46	4.12
	Turboexpander cavern capacity	$V_{Cav,TE}$	m ³	140000	-
	Maximum pressure in the turboexpander cavern*	$p_{max,Cav,TE}$	MPa	8.62	-
	Minimum pressure in the turboexpander cavern*	$p_{min,Cav,TE}$	MPa	4.42	-
	Heat exchanger power	$\dot{Q}_{HE}$	MW	89.58	133.33
	Heat exchanger start-up loss (heat capacity of the tube bundles)	$Q_{HE,m}$	MWh	12.39	18.70
	Heat transfer surface area	A_{HE}	m ²	21129	31253
Round trip	CO ₂ emission per unit output electric energy	$m_{CO_2}/E_{out,el}$	t _{CO2} /MWh _{el,out}	0.1191	0.2181
	CO ₂ emission per input electric energy	$m_{CO_2}/E_{in,el}$	t _{CO2} /MWh _{el,in}	0.1161	0.4316
	Round trip efficiency	η_{RT}	-	0.6145	0.6223

Zaproponowany obieg termodynamiczny integrujący obieg gazowo-gazowy z magazynem sprężonego powietrza i ciepła uzyskuje sprawność round trip efficieny niższą od obiegu referencyjnego o 0,0078 pp. Uzyskane wyniki wskazują jednak na szereg zalet w stosunku do obiegu referencyjnego. Z uwagi na wyższe optymalne ciśnienie pracy proponowanego obiegu pobierane jest więcej energii elektrycznej z sieci i mniej paliwa w stosunku do obiegu referencyjnego. Przekłada się to na blisko dwukrotnie mniejszą emisję dwutlenku węgla na jednostkę energii oddanej do sieci oraz blisko czterokrotnie mniejszą emisję CO₂ na jednostkę energii elektrycznej pobranej z sieci. Z uwagi na mniejszą moc oraz wyższe współczynniki przenikania ciepła głównego wymiennika ciepła posiada on mniejsze gabaryty i masę niż wymiennik regeneracyjny obiegu referencyjnego, co przekłada się na mniejsze o blisko 34% zużycie energii potrzebnej do wygrzania wymiennika w czasie rozruchu. Proponowany obieg posiada magazyn ciepła w postaci złoża usypowego żwiru o masie 23,5 tys t., średnicy 67 m i wysokości 5,5 m. Magazyn osiąga 130 MW mocy cieplnej i zapewnia 8 godzin pracy z mocą nominalną obiegu, w trakcie której oba turbozespoły oddają do sieci łącznie 2 568 MWh.

W ramach analizy porównawczej przeprowadzono analizę egzergetyczną dla cyklu ładowania i rozładowania magazynów obu obiegów termodynamicznych. Pełną procedurę obliczeniową przedstawiono w omawianej pracy. Wyniki analizy przedstawiono na wykresie na rysunku 20. Kolor niebieski przedstawia wyniki dla hybrydowego obiegu gazowo-gazowego, natomiast kolor szary referencyjny obieg CAES z regeneracją ciepła.



Rys. 20 Wyniki analizy egzergetycznej dla cyklu ładowania i rozładowania magazynu energii dla obiegu gazowo-gazowego i referencyjnego obiegu z regeneracją ciepła [1.2.1].

Analizując straty egzergetyki w poszczególnych urządzeniach widać, że hybrydowy obieg gazowo-gazowy generuje o 11% większe straty egzergetyki w zespole sprężarek z chłodnicami międzystopniowymi i chłodnicą wylotową, 43% większe straty w zaworach dławiących w kawernach i 24% większe straty w turbozespołach niż obieg referencyjny. Wynika to z faktu większego o 34% strumienia masy powietrza i większego stopnia sprężania w obu podobiegach układu hybrydowego w porównaniu do obiegu referencyjnego. Turbiny gazowe w obu porównywanych obiegach generują podobne straty egzergetyki, jednak turboekspander, z uwagi na niską temperaturę wlotową, generuje relatywnie wysokie straty egzergetyki. Natomiast największe straty egzergetyki w obu obiegach występują w komorach spalania i w tym przypadku obieg hybrydowy generuje o przeszło połowę niższe straty. Sumarycznie obieg hybrydowy w pełnym cyklu ładowania i rozładowania, przy mocy nominalnej generuje 1390,67 MWh strat egzergetyki, podczas gdy obieg referencyjny 1567,90 MWh, tj. o ponad 12% więcej.

Jako uzupełnienie analizy porównawczej przeprowadzono analizę parametryczną wpływu wyjściowej mocy elektrycznej netto, temperatury wlotowej turbiny gazowej, strat ciepła magazynu energii termicznej do otoczenia, czasu rozładowania magazynu z mocą znamionową, pojemności kawern oraz średniej logarytmicznej różnicy temperatur głównych wymienników ciepła na: sprawność cyklu ładowania i rozładowania magazynu, wielkość emisji dwutlenku węgla na jednostkę energii elektrycznej oddanej do sieci oraz maksymalne ciśnienie w kawernach. Wyniki te zostały szczegółowo omówione w omawianej pracy.

Podsumowując, przeprowadzona analiza porównawcza technologii CAES bazującej na turbinie gazowej z regeneracją ciepła uzyskuje pomijalnie wyższą sprawność energetyczną cyklu ładowania i rozładowania magazynu energii, natomiast zaproponowany hybrydowy obieg CAES z magazynem energii termicznej osiąga zdecydowanie mniejsze straty egzergetyczne oraz mniejszą jednostkową emisję dwutlenku węgla. Wynika to z faktu

magazynowania większej ilości energii elektrycznej pobieranej z sieci, a zużywania mniejszej ilości paliwa w cyklu rozładowania magazynu. Jest to zdecydowana przewaga proponowanego rozwiązania. Ponadto, mniejsza moc i masa głównego wymiennika ciepła wpływają na zmniejszenie strat rozruchowych obiegu. Wadą rozwiązania jest konieczność budowy magazynu energii termicznej oraz drugiego turbozespołu gazowego – zespołu sprężarek oraz turboekspandera powietrza. Z drugiej strony drugi turbozespół umożliwia blisko dwukrotne zwiększenie mocy elektrowni bazującej na komercyjnych turbozespołach gazowych (analizę przeprowadzono dla parametrów turbiny gazowej GE LMS100) przy znacznie niższych nakładach inwestycyjnych niż zakup drugiej turbiny gazowej, co wynika z niskiej temperatury pracy turboekspandera. Natomiast magazyn ciepła dla elektrowni o mocy 321 MW i pojemności 2 568 MWh składa się z cylindrycznego zbiornika o średnicy 67 m i wysokości 5,5 m zasypanego żwirem o masie 23,5 tys. t. Dla porównania chłodnie kominowe elektrowni Bełchatów posiadają 180 m wysokości i 120 m średnicy u podstawy.

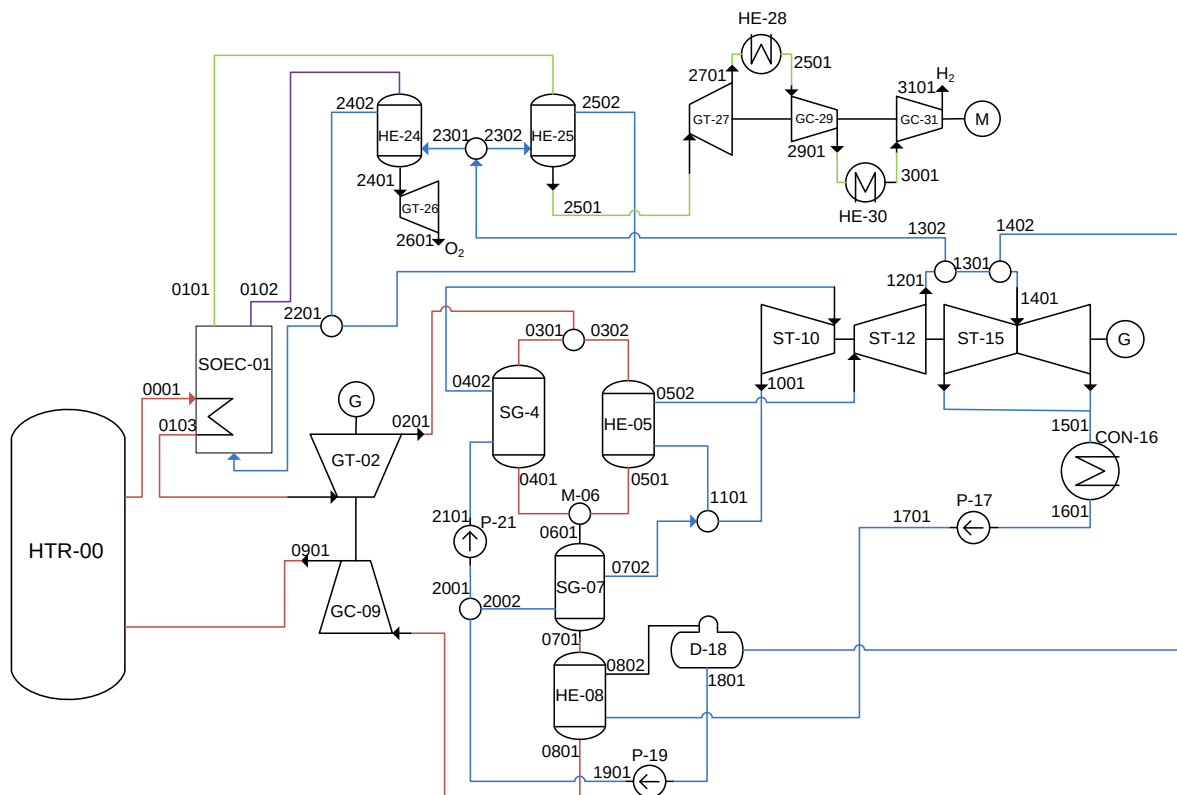
4.2.4 Magazyny energii chemicznej w systemach power-to-gas

Magazynowanie energii chemicznej w postaci wodoru i paliw syntetycznych, w tym paliw węglowodorowych i paliw bezwęglowych, jest obecnie jedną najprężniej rozwijających się dziedzin energetyki i sektora transportowego. Jak wskazują przywołane we wstępie dane opublikowane przez Główny Urząd Statystyczny krajowe zapotrzebowanie sektora transportowego i rolnictwa w 2019 roku, a więc jeszcze przed pandemią COVID19, wyniosło 282,37 TWh. Wartość tę obliczono na podstawie ilości sprzedanego oleju napędowego oraz benzyny na terenie kraju, która wynosiła odpowiednio 17,5 mln oraz 4.71 mln ton [II.4.Po.7]. Jest to wartość przewyższająca zapotrzebowanie systemu elektroenergetycznego o blisko 70%. Jednak obecnie światowa produkcja wodoru oparta jest prawie wyłącznie na procesach przetwarzania gazu ziemnego i węgla. Technologie te pokrywają obecnie 96% światowej produkcji wodoru, co wiąże się z emisją dwutlenku węgla. Natomiast pozostałe 4% produkcji produkowane jest technologią niskotemperaturowej elektrolizy w elektrolizerach alkaicznych. Tego typu urządzenia mogą być dynamicznie obciążane, przez co teoretycznie mogą brać udział w bilansie mocy KSE [I.2.5]. Co więcej systemy power-to-gas mogą pracować na zapotrzebowanie innych sektorów tj. transport czy ciepłownictwo, ale mogą również pracować jako systemy power-to-gas-to-power, gdzie wodór lub paliwa syntetyczne są zużywane do pokrycia zapotrzebowania KSE. Tematykę tę podjęto w pracy autora pt. *Energy and exergy analysis of hydrogen production combined with electric energy generation in a nuclear cogeneration cycle* [I.2.5]. Przyjęto w niej następujące założenia:

- wodór jest produkowany z wykorzystaniem technologii o najwyższej sprawności termodynamicznej, tj. z wykorzystaniem stałotlenkowych ogniw wysokotemperaturowych;
- obieg termodynamiczny jest obiegiem kogeneracyjnym, tj. generuje jednocześnie dwie formy energii użytecznej;
- instalacja jest bezemisyjna.

W celu spełnienia powyższych założeń jako źródło ciepła przyjęto wysokotemperaturowy reaktor jądrowy chłodzony helem. Ze względu na zapotrzebowanie na parę technologiczną, która jest substratem reakcji elektrolizy, obieg gazowy reaktora zasila obieg parowy tworząc kaskadę

konwersji energii. Para upustowa jest wstępnie podgrzewana w układzie wymienników regeneracyjnych i dogrzewana w stosie ogniów. Stos zasilany jest energią elektryczną z generatorów turbosespołu gazowego i parowego oraz ciepłem z reaktora. Schemat technologiczny obiegu przedstawiono na rysunku 21.

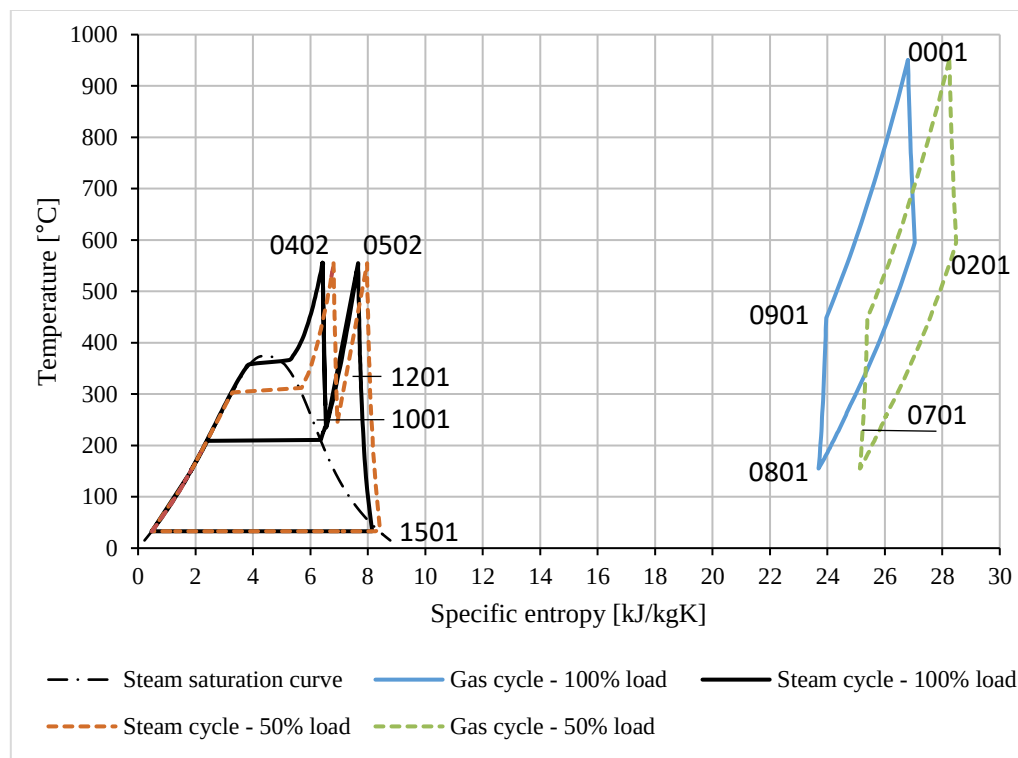


Rys. 21 Schemat obiegu jądrowego gazowo-parowego zintegrowanego z instalacją wytwarzania wodoru, gdzie: HTR – reaktor jądrowy wysokotemperaturowy, GT – turbina gazowa, GC – sprężarka gazu, SG – wytwornica pary, HE – wymiennik ciepła, D – odgazowywacz, ST – turbina parowa, CON – skraplacz, P – pompa, G – generator elektryczny, M – silnik elektryczny, czerwone linie – obieg helu, niebieskie linie i obieg parowy, fioletowa linia - tlen; zielone linie – wódor [I.2.5].

Wysoka temperatura pracy reaktora typu HTR (High Temperature Reactor), znajdująca się w zakresie 700-950°C, umożliwia uzyskanie wystarczająco wysokiej temperatury pary poddawanej elektrolizie, tj. w zakresie 500-900°C w zależności od użytych materiałów konstrukcyjnych ogniów. Układ regeneracji ciepła pozwala odzyskać ciepło od produktów elektrolizy, tym samym pozwala efektywniej wykorzystać do procesu parę niskoprężną. Zastosowanie układu regeneracji ciepła sprawia, że to właśnie ciśnienie, a nie temperatura jest kryterium poboru pary do procesu elektrolizy. Im niższa temperatura pary, tym wyższa sprawność konwersji energii przy założeniu stałej efektywności układu regeneracji ciepła. Oznacza to wzrost mocy układu regeneracji ciepła, a więc i kosztów inwestycyjnych, przy obniżaniu temperatury pary upustowej.

W pracy przeprowadzono analizę energetyczną oraz egzergetyczną przy obciążeniu nominalnym oraz obciążeniach częściowych obiegu cieplnego. Parametry turbiny parowej wyznaczono wg prawa przelotności Stodoli-Flugla, natomiast dla zamkniętego obiegu

gazowego założono, że proces regulacji mocy odbywa się poprzez regulację ciśnienia gazu w pętli chłodzącej reaktor. Zgodnie z tym podejściem sprawność termodynamiczna i przepływowa pozostaje stała w całym zakresie mocy obiegu. Dzieje się tak za sprawą braku dodatkowych zmian ciśnienia wynikających z dławienia lub zmiany prędkości obrotowej maszyn wirnikowych oraz utrzymania stałej prędkości przepływu czynnika roboczego w kanałach łopatkowych tych maszyn a także w wymiennikach ciepła na skutek wzrostu objętości właściwej gazu. Efekt obciążeń częściowych dla omawianego obiegu gazowo-parowego przedstawiono na wykresie temperatura-entropia właściwa na rysunku 22.

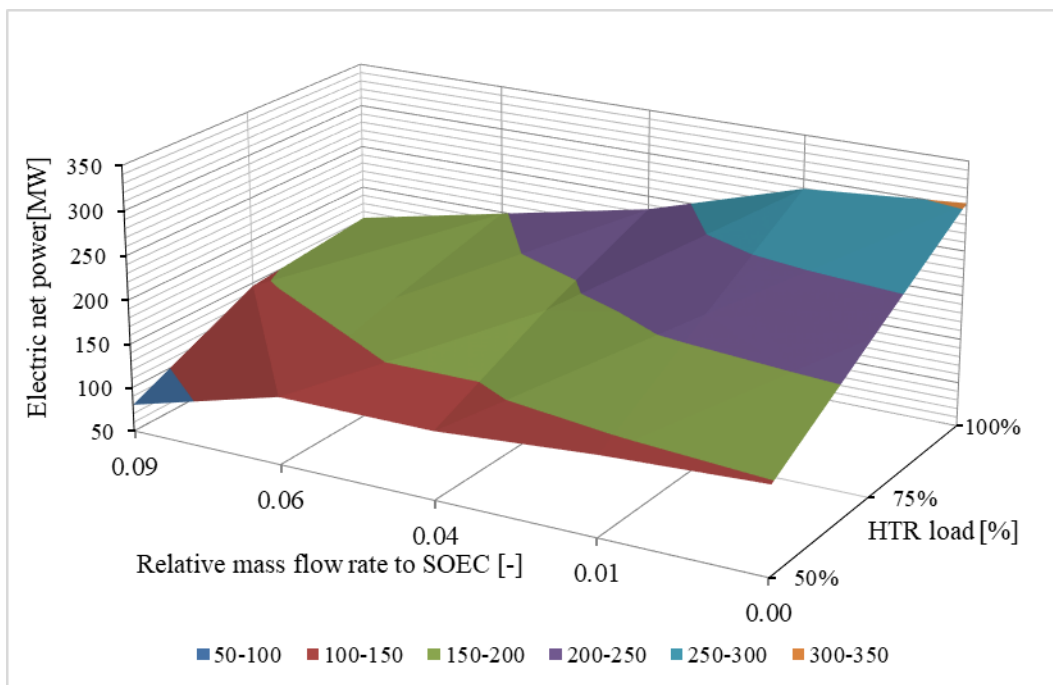


Rys. 22 Przesunięcie obiegów termodynamicznych w kierunku wyższych entropii właściwych na skutek zmniejszenia obciążenia reaktora z 100 do 50% przy zachowaniu rozkładów temperatur w obiegach [I.2.5].

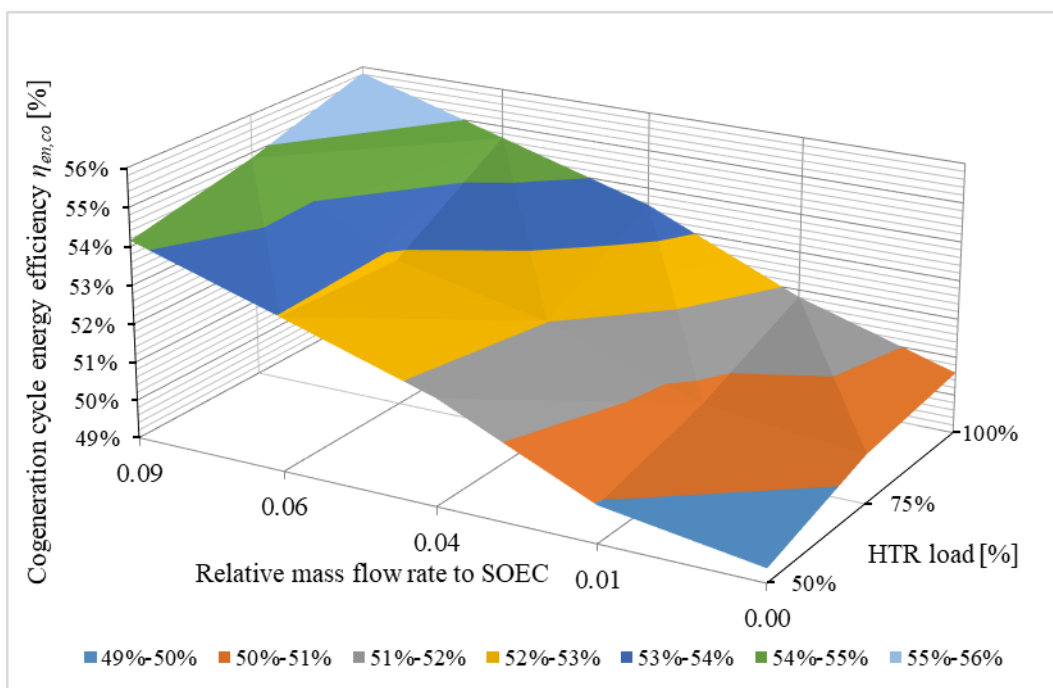
W przypadku obiegu parowego zastosowano regulację poślizgową, która polega na zmniejszeniu ciśnienia pary świeżej poprzez zmniejszenie prędkości obrotowej głównej pompy zasilającej wytwornicę pary. W efekcie para świeża i wtórna posiada wyższą entropię właściwą, a spadek sprawności obiegu wynika przede wszystkim z obniżenia temperatury wrzenia. Zwiększa to ciepło odparowania wody oraz różnicę temperatur pomiędzy czynnikiem grzewczym, helem chłodzącym reaktor jądrowy a wodą w obiegu parowym. W przypadku zamkniętego obiegu gazowego entropia właściwa helu wzrasta jednakowo w każdym punkcie obiegu, przesuwając obieg na wykresie współrzędnych T-s w prawo, co nie wpływa na sprawność obiegu termodynamicznego. Niższe ciśnienie w obiegu oznacza mniejszy strumień masy, co redukuje moc cieplną reaktora i maszyn przepływowych.

Wyniki obliczeń obiegowych przedstawiono na trójwymiarowych charakterystykach mocy elektrycznej netto (rysunek 23) oraz sprawności energetycznej obiegu kogeneracyjnego

(rysunek 24) w funkcji odniesionego strumienia masy pary skierowanej do ogniw SOEC oraz obciążenia cieplnego reaktora HTR.



Rys. 23 Charakterystykach mocy elektrycznej netto w funkcji odniesionego strumienia masy pary skierowanej do ogniw SOEC oraz obciążenia cieplnego reaktora HTR [I.2.5].



Rys. 24 Charakterystykach sprawności energetycznej obiegu kogeneracyjnego w funkcji odniesionego strumienia masy pary skierowanej do ogniw SOEC oraz obciążenia cieplnego reaktora HTR [I.2.5].

W pracy przyjęto założenie, że moc reaktora jądrowego może zostać zredukowana do 50% wartości nominalnej, a moc ogniw elektrolizera dobrano w taki sposób, aby osiągnąć minimalny poziom produkcji energii elektrycznej netto na poziomie 25% mocy nominalnej. Celem tego podejścia było obniżenie minimum technologicznego obiegu jądrowego przy możliwie małej mocy instalacji elektrolizerów. Dla nominalnej mocy cieplnej reaktora 600 MW moc elektryczna instalacji SOEC osiąga ok. 122 MW. Tej wielkości instalacje elektrolizerów są spotykane obecnie jedynie dla technologii alkalicznych elektrolizerów niskotemperaturowych.

Wyniki przedstawiono także w formie tabelarycznej dla nominalnej i minimalnej mocy cieplnej reaktora oraz elektrycznej ogniw. Dane zestawiono w tabeli 4.

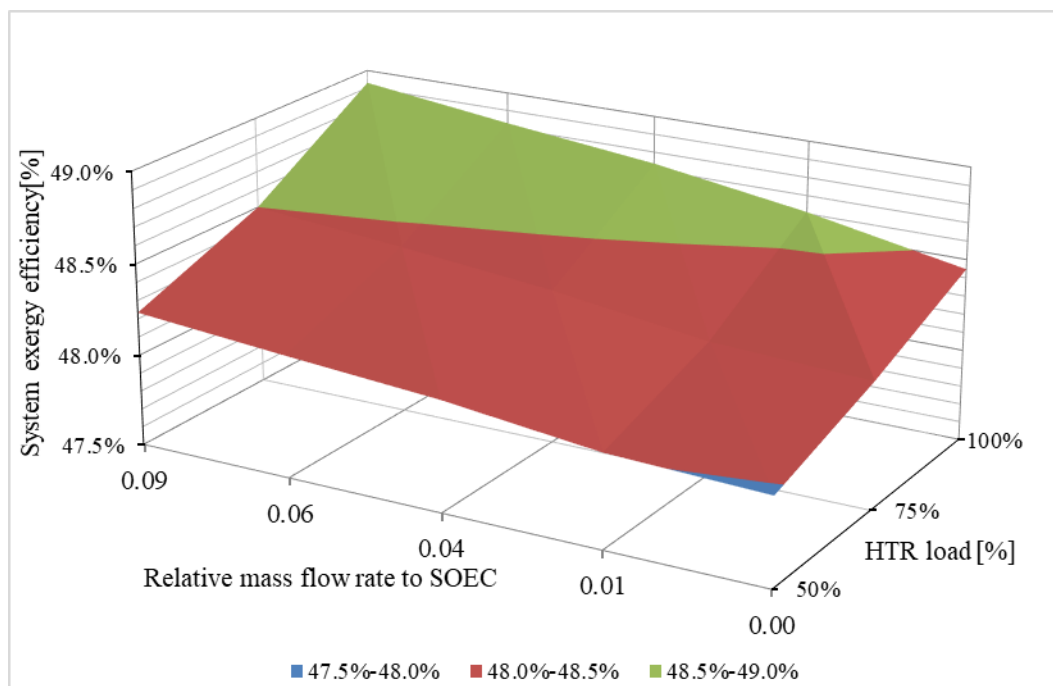
Tabela 4 Wyniki obliczeń dla nominalnych oraz minimalnych obciążeń reaktora oraz instalacji elektrolizera [I.2.5].

Parameter	Unit	HTR 100% SOEC 0%	HTR 100% SOEC 100%	HTR 50% SOEC 0%	HTR 50% SOEC 100%
$\dot{Q}_{HTR}$	MW	600.00	600.00	300.00	300.00
$N_{el,CO}$	MW	303.54	161.99	148.09	80.25
$N_{el,GT}$	MW	124.51	122.73	62.98	59.05
$N_{el,ST}$	MW	179.03	158.83	36.83	33.14
$N_{el,SOEC}$	MW	0.00	121.94	0.00	57.96
$\dot{Q}_{H2,HHV}$	MW	0.00	173.00	0.00	82.20
$\dot{m}_{H2O}$	kg/h	0.00	4392.00	0.00	2080.00
$\eta_{el,GT}$	%	20.75%	20.46%	20.99%	19.68%
$\eta_{el,ST}$	%	38.29%	36.10%	36.67%	35.56%
$\eta_{el,CO}$	%	50.59%	47.32%	49.36%	46.07%
$\eta_{en,CO}$	%	50.59%	55.83%	49.36%	54.15%

Warto w tym miejscu nadmienić, że obciążenie obiegu parowego na skutek poboru pary upustowej do elektrolizy wynosi ok. 10% mocy obiegu parowego bez poboru pary do elektrolizy. Wynika to z przyjętego założenia odnośnie maksymalnego poboru pary do elektrolizy równego 0.09 masy aktualnego strumienia pary świeżej. Dla obciążenia 50% HTR i wyłączonej elektrolizy moc turbiny parowej spada do 20,5% mocy nominalnej, a po załączeniu elektrolizy do 18,5% mocy znamionowej. Mniejszy przepływ pary może powodować niestabilność przepływu w ostatnich stopniach niskoprężnych, a nawet prowadzić do ich pracy wentylacyjnej.

Niewielki spadek mocy i sprawności obiegu gazowego wynika natomiast ze spadku temperatury helu zasilającego turbinę gazową po załączeniu instalacji SOEC. Co istotne, o ile sprawność generacji energii elektrycznej spada o ok. 3 pp. po złączeniu elektrolizy, o tyle sprawność konwersji energii w obiegu wzrasta ok. 5 pp. Wynika to z faktu, że para zasilająca elektrolizer odciąża skraplacz, w którym oddawane jest ciepło skraplania. Natomiast proces elektrolizy wykorzystuje w całości to ciepło, podobnie jak ciepłownictwo.

Podobne wyniki otrzymano na drodze analizy egzergetycznej. Wyniki przedstawiono na rysunku 25 w formie wykresu trójwymiarowego jako zależność sprawności egzergetycznej systemu w funkcji odniesionego strumienia pary kierowanego do elektrolizy oraz obciążenia cieplnego reaktora jądrowego.



Rys. 25 Charakterystyka sprawności egzergetycznej systemu kogeneracyjnego w funkcji odniesionego strumienia pary kierowanego do elektrolizy oraz obciążenia cieplnego reaktora jądrowego HTR [I.2.5].

Dane przedstawione na wykresie wskazują na wzrost sprawności egzergetycznej systemu w funkcji masy pary skierowanej do elektrolizy oraz obniżeniu sprawności w funkcji spadku obciążenia cieplnego reaktora jądrowego. Jednak zmiany te są 10-krotnie mniejsze niż w przypadku rachunku energetycznego. Mianowicie wzrost sprawności egzergetycznej na skutek załączania elektrolizy wynosi 0,4 pp. dla nominalnej mocy reaktora i 0,3 pp. dla mocy minimalnej. Natomiast regulacja mocy cieplnej reaktora dla wyłączonej elektrolizy powoduje 0,5 pp. spadku sprawności i 0,6 pp. dla załączonej elektrolizy.

Jak wskazano już niejednokrotnie w niniejszym referacie, rachunek egzergetyczny umożliwia analizę degradacji egzergii w każdym urządzeniu obiegu termodynamicznego. Z tego względu w tabeli 5 przedstawiono wyniki obliczeń strat egzergetycznej dla każdego urządzenia przy nominalnych i minimalnych mocach reaktora HTR oraz elektrolizera SOEC.

Tabela 5 Wyniki analizy egzergetycznej wskazujące straty egzergii w każdym urządzeniu obiegu termodynamicznego w różnych konfiguracjach obciążenia minimalnego i nominalnego reaktora HTR oraz instalacji elektrolizy SOEC [I.2.5].

Device No	Device type	100% HTR	100% HTR	50% HTR	50% HTR
		0% SOEC	100% SOEC	0% SOEC	100% SOEC
		MW	MW	MW	MW
00	HTR	205.14	205.14	102.57	102.57
01	SOEC	0.03	0.95	0.00	0.46
02	GT	19.63	19.63	10.23	10.13
04	SG	15.82	14.13	11.38	10.48
05	HE	3.13	3.11	1.34	1.37
07	SG	4.44	4.17	3.06	2.94
08	HE	11.32	11.20	5.47	5.47
09	GC	10.95	10.95	2.03	1.94
10	ST	3.74	3.47	2.03	1.94
12	ST	2.76	2.62	1.33	1.32
15	ST	15.55	13.32	6.63	5.97
16	CON	16.53	14.34	8.17	7.46
24	HE	0.00	0.27	0.00	0.11
25	HE	0.00	0.47	0.00	0.19
26	GT	0.00	0.14	0.00	0.04
27	GT	0.00	0.28	0.00	0.07
28	HE	0.00	1.04	0.00	0.61
29	GC	0.00	0.13	0.00	0.06
30	HE	0.00	0.44	0.00	0.21
31	GC	0.00	0.13	0.00	0.06

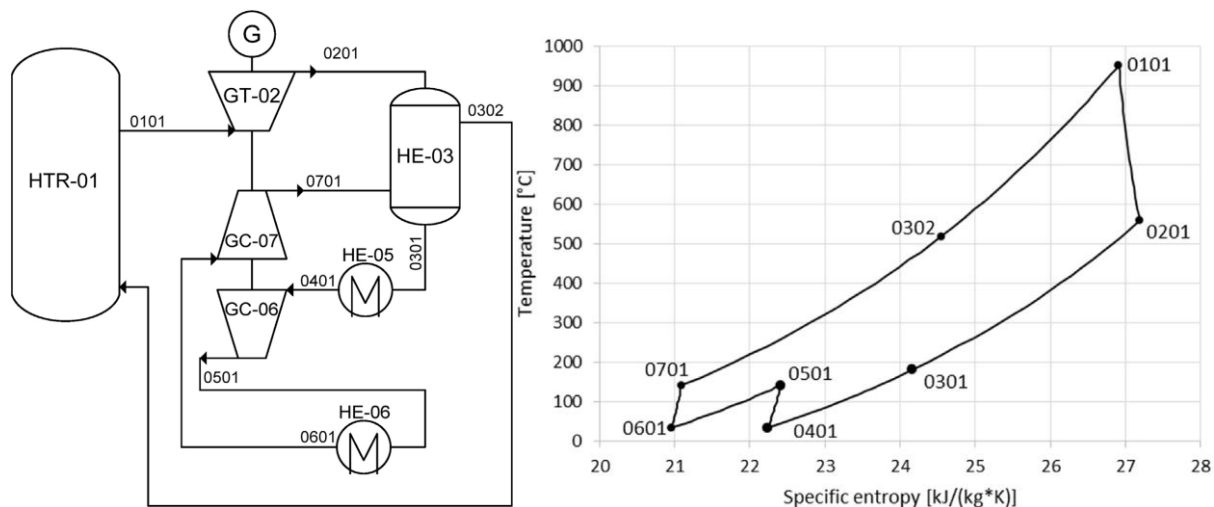
Mały wpływ elektrolizy na sprawność egzergetyczną obiegu kogeneracyjnego wynika głównie z definicji egzergii, wg której ciepło skraplania o temperaturze 35°C oddane do otoczenia jest praktycznie bezwartościowe. Przy mocy nominalnej SOEC ilość pary kierowanej do elektrolizy wynosi 10,39 kg/s. Uniknięcie skraplania tej ilości pary opuszczającej wylot części niskoprężnej turbiny wynosi 23,77 MW, natomiast oszczędność egzergii to zaledwie 1,39 MW. Podobne wyniki charakteryzują elektrociepłownie. Niska destrukcja egzergii wynikająca z regulacji mocy w proponowanym cyklu termodynamicznego jest korzystna, ponieważ elektrownia może dostosowywać moc oddawaną do sieci energetycznej bez wprowadzania dodatkowych strat konwersji energii.

Jako uzupełnienie tematyki obiegów hierarchicznych gazowo-gazowych² i kombinowanych zasilanych reaktorami wysokotemperaturowymi poniżej przedstawiono pracę autora pt. *Comparative study of a bottoming SRC and ORC for Joule-Brayton cycle cooling modular HTR*

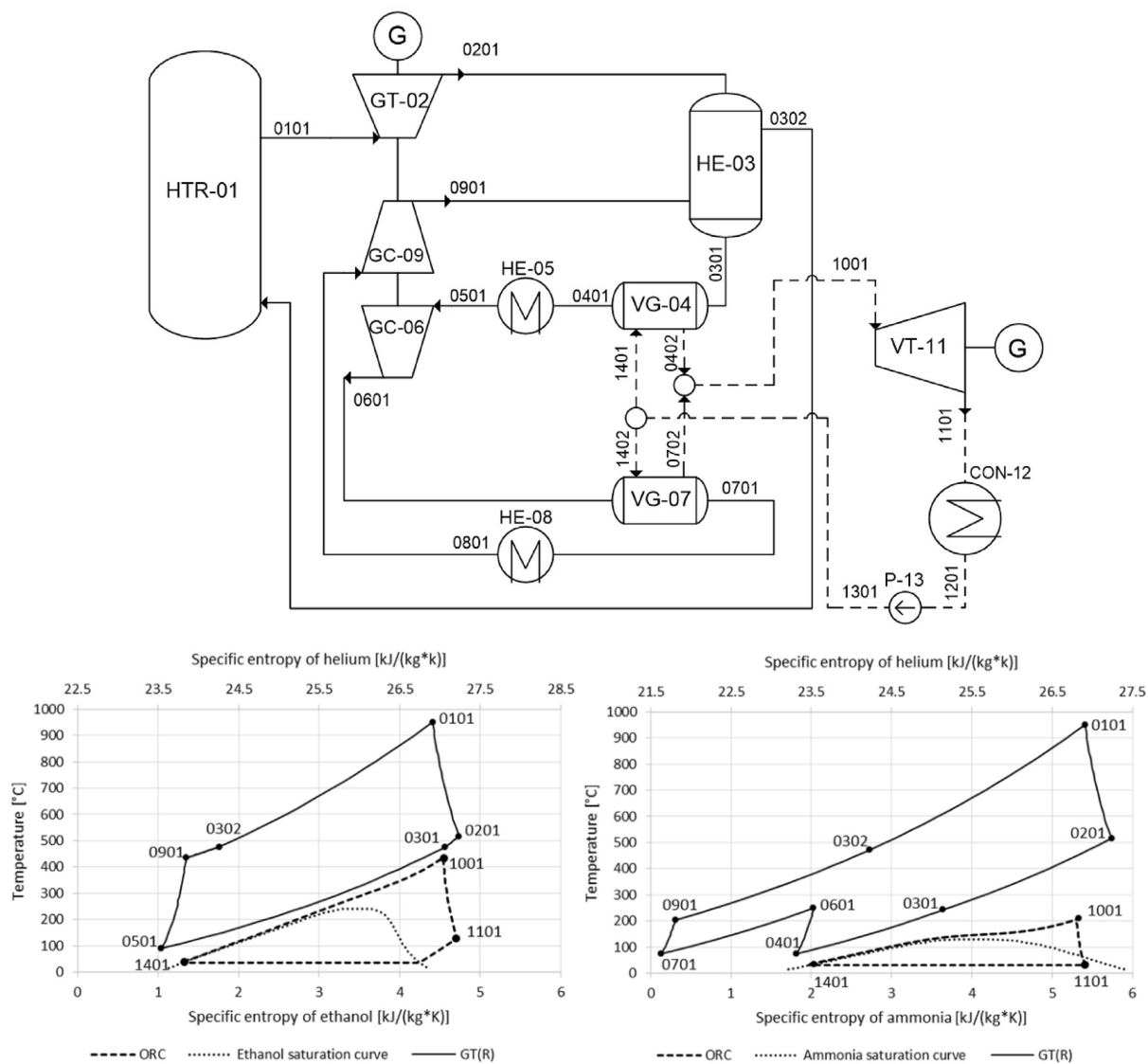
² Obieg gazowo-gazowy pracujący w zamkniętej pętli chłodzącej reaktor HTR jest przedstawiony w omówionej wcześniej monografii [I.2.2]

exergy losses, fluid-flow machinery main dimensions, and partial loads [I.2.4], której celem była analiza porównawcza tzw. bottoming cycles. Obiegi gazowe pracujące w pętli zamkniętej posiadają szereg zalet, w tym doskonałe właściwości regulacji mocy. Z drugiej jednak strony, stosunkowo małe wartości sprężu w obiegach gazowych uniemożliwiają zakończenie ekspansji gazów roboczych przy temperaturze bliskiej atmosferycznej. W celu podniesienia sprawności konwersji energii łączone są one z obiegami parowymi. Jednak obiegi parowe niekoniecznie muszą być zasilane wodą. Jak wskazują wyniki przeprowadzonej analizy, zastosowanie regeneracji ciepła w obiegu gazowym umożliwia wykorzystanie czynników niskowrzących, których główną korzyścią jest miniaturyzacja turbozespołów ORC.

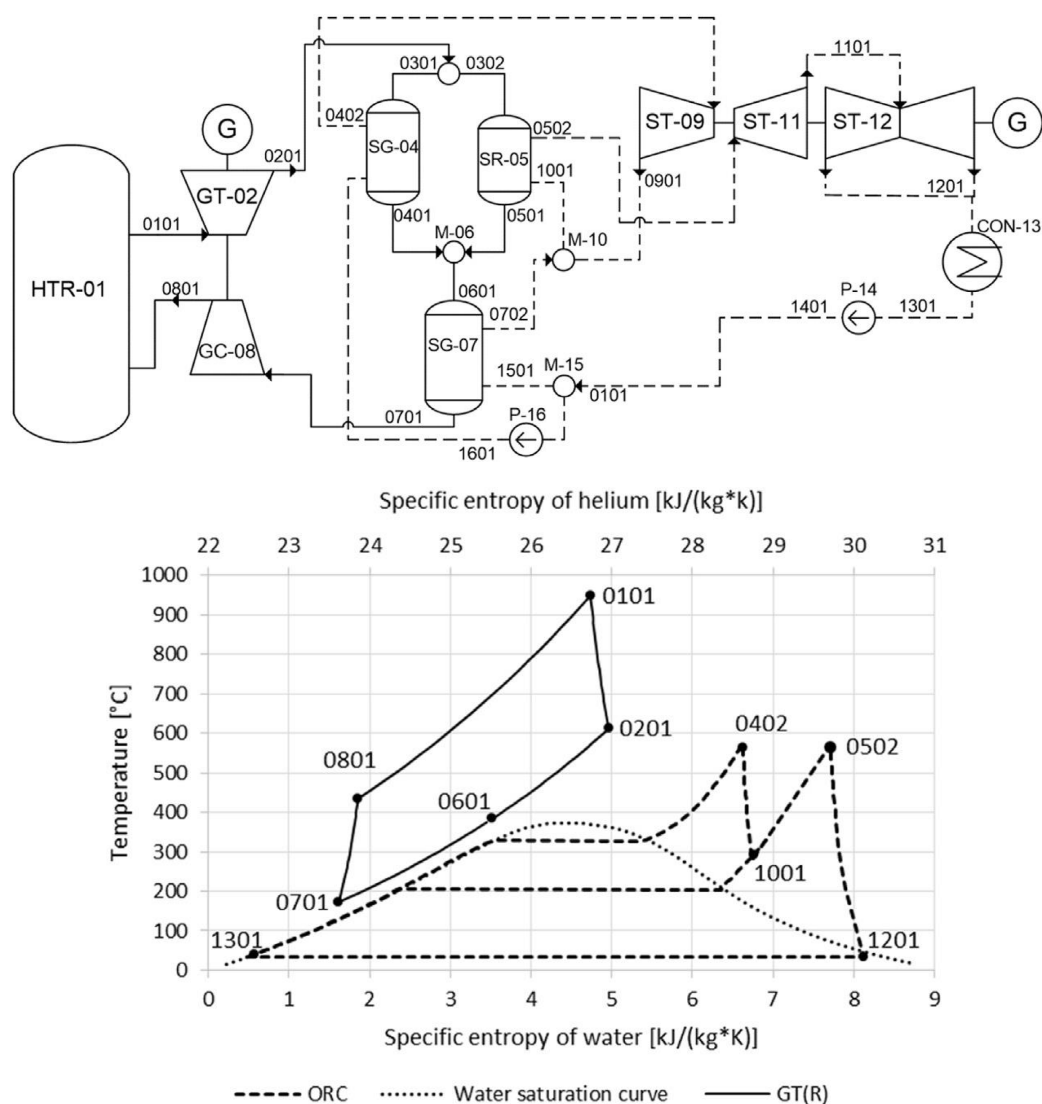
Analizę porównawczą przeprowadzono na podstawie obiegu gazowego z regeneracją ciepła (rys. 26); obiegu gazowego z regeneracją ciepła, w wariancie z chłodnicą międzystopniową i bez niej, zintegrowanego z obiegiem ORC (rys. 27) oraz obiegu gazo-parowego (rys. 28). Dla jasności zasady działania omawianych obiegów termodynamicznych, przy schematach obiegów zamieszczono interpretacje graficzne we współrzędnych T-s. W omawianej pracy obiegi Rankine'a określone są mianem *bottomin cycle*, co zostało omówione już wcześniej. Natomiast obieg z czynnikiem niskowrzącym określany jest skrótem ORC (Organic Rankine Cycle) oraz SRC (Steam Rankine Cycle). W kwestii ścisłości należy podkreślić, że określenie ORC nie jest do końca poprawne, ponieważ jako czynnik niskowrzący stosowany jest np. amoniak, który nie jest związkiem organicznym. Entropię na wykresach T-s dla obiegów dwuczynnikowych przedstawiono na dwóch osiach, w celu zapewnienia ich czytelności. Obieg gazowy przedstawiono linią ciągłą, a obiegi Rankine'a linią przerywaną.



Rys. 26 Obieg gazowy z regeneracją ciepła pracujący w pętli pierwotnej reaktora HTR. Schemat obiegu po prawej stronie rysunku, interpretacja na wykresie T-s po prawej stronie rysunku. Oznaczenia: HTR – reaktor jądrowy wysokotemperaturowy, GT – turbina gazowa, GC – sprężarka gazu, HE – wymiennik ciepła [I.2.4].

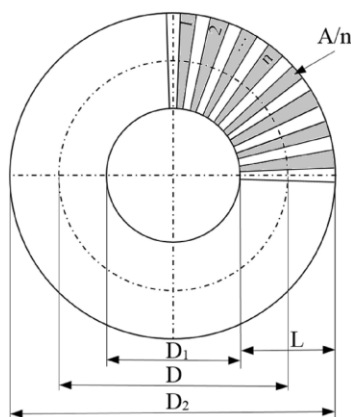


Rys. 27 Obieg gazowy z regeneracją ciepła pracujący w pętli pierwotnej reaktora HTR zintegrowany z obiegiem ORC. Schemat obiegu na górze rysunku, interpretacja na wykresie T-s obiegu bez chłodzenia międzystopniowego sprężarki w dolnej lewej części rysunku, natomiast z chłodzeniem międzystopniowym w dolnej prawej stronie rysunku. Oznaczenia dodatkowe względem rys. 26: VG – wytwarzacz pary czynnika niskowrzącego, VT – turbina czynnika niskowrzącego, CON – skraplacz P – pompa [I.2.4].



Rys. 28 Obieg gazowy pracujący w pętli pierwotnej reaktora HTR zintegrowany z obiegiem parowym. Schemat obiegu na górze rysunku, interpretacja na wykresie T-s na dole rysunku. Oznaczenia dodatkowe względem rys. 26: SG – wytwornica pary, SR – przegrzewacz pary, ST – turbina parowa, CON – skraplacz, P – pompa [I.2.4].

Jako jeden z głównych parametrów analizy wybrano gabaryty turbozespołów tworzących obiegi Rankine'a oraz sumaryczne powierzchnie wymiany ciepła analizowanych obiegów. W celu określenia gabarytów turbiny wyznaczono wymiary ostatnich stopni turbin zgodnie z oznaczeniami przyjętymi na rysunku 29. Założono stałą prędkość przepływu czynnika roboczego w ostatnim stopniu dla analizowanych turbin równą 250 m/s. Powierzchnie wymiany ciepła określono na podstawie projektowych wartości współczynników przenikania ciepła dla typowych rozwiązań konstrukcyjnych zaczerpniętych z literatury. Jako uzupełnienie analizy porównawczej przeprowadzono również analizę egzergetyczną oraz analizę parametrów pracy przy obciążeniach częściowych. Celem analizy egzergetycznej jest przede wszystkim wskazanie źródeł największych strat energii użytecznej. W przypadku analizy obciążeń częściowych skupiono się na parametrach pracy wytwornic pary w obiegach ORC i SRC.



Rys. 29 Rzut w kierunku osiowym na stopień turbiny parowej z oznaczonymi wymiarami, gdzie: A – pole przekroju stopnia, n – ilość łopatek, L – długość łopatek, D – średnic podziałowa stopnia, D_1 – średnica stopnia do stopy łopatki, D_2 – średnica stopnia do końca łopatki [I.2.4].

Wyniki analizy przedstawiono w formie tabelarycznej oraz wykresów temperatury w funkcji przekazanego ciepła wytwornic pary. W tabeli 6 przedstawiono wyniki bilansów energii z podziałem na moce podobiegów oraz wartość mocy i sprawności dla całego obiegu termodynamicznego.

Tabela 6 Moce podobiegów tworzących obiegi kombinowane oraz całkowita moc i sprawność analizowanych obiegu termodynamicznych [I.2.4].

Cycle	Joule–Brayton cycle power $N_{el,GT} \text{ MW}_{el}$	Bottoming cycle power $N_{el,ORC/SRC}$ MW_{el}	Overall	
			Power $N_{el,net}$ MW_{el}	Energy efficiency $\eta_{el,net}$ %
GT	180.53	–	180.53	29.79
GT(R)	174.22	–	174.22	28.74
GT(RI)	221.39	–	221.39	36.90
GT-SRC	73.55	183.62	257.17	42.86
GT(R)-ORC (Ethanol)	103.18	156.78	259.96	43.33
GT(RI)-ORC (Ammonia)	152.26	87.14	239.40	39.90

Dla zadanej mocy cieplnej reaktora najwyższą moc elektryczną, a co za tym idzie i najwyższą sprawność, osiąga obieg kombinowany z regeneracją ciepła w obrębie obiegu gazowego i bez chłodzenia międzystopniowego z etanolem jako czynnik obiegu ORC. Na uwagę zasługuje fakt, że zarówno obieg GT-SRC, jak i wspomniany GT-ORC z etanolem generują znacznie większą moc w obiegu Rankine’a niż w obiegu gazowym.

W tabeli 7 przedstawiono analizę destrukcji egzergii w poszczególnych urządzeniach składających się na analizowane obiegi termodynamiczne.

Tabela 7 Analiza destrukcji egzergii w poszczególnych urządzeniach składających się na analizowane obiegi termodynamiczne [I.2.4].

	Exergy destruction rate, MW			
	GT (RI)	GT (RI)-ORC (Ammonia)	GT(R)-ORC (Ethanol)	GT-SRC
Reactor	161.22	158.38	157.89	161.54
Gas turbine	29.99	28.35	28.65	18.61
Gas compressor(s)	29.08	34.69	26.53	18.92
Regenerative heat exchanger	24.79	29.44	16.21	–
Helium coolers	104.81	–	–	–
Steam/Vapor generator(s)	–	55.12	37.66	72.00
Steam/Vapor turbine(s)	–	11.18	15.55	22.86
Steam/Vapor condenser	–	17.54	27.80	18.97
Pump(s)	–	1.39	1.27	0.22
Total	349.89	336.09	311.56	313.12

Wyniki analizy egzergetycznej są spójne z przeprowadzonymi bilansami energii, tzn. najmniejsze straty egzergii występują w obiegu GT-ORC z etanolem jako czynnikiem roboczym. W każdym przypadku straty egzergii w reaktorze jądrowym są podobne z uwagi na jednakową temperaturę wyjściową helu oraz zbliżoną temperaturę wejściową. Temperatura wejściowa helu do reaktora jest wartością wynikową, ale musi wynosić ok. 450°C z uwagi na wymagania reaktora. Warunek ten zaczerpnięto z literatury przedmiotu odnoszącej się do jedynego eksploatowanego obecnie reaktora HTR, tj. chińskiego reaktora badawczego HTR-10. Natomiast na uwagę zasługuje analiza strat egzergii w wytwornicach pary, które dla obiegu GT-ORC(Ethanol) są najmniejsze pomimo nie najmniejszej mocy tego obiegu *Rankine'a*.

W tabelach 8 i 9 przedstawiono parametry umożliwiające określenie gabarytów turbin oraz wymienników ciepła. Tabela 8 przedstawia wyniki analizy powierzchni wymiany ciepła wymienników ciepła składających się na analizowane obiegi termodynamiczne. Natomiast wyniki zawarte w tabeli 9 przedstawiają przede wszystkim wartości objętościowych natężeń przepływu dla wlotów i wylotów turbin obiegu *Rankine'a*.

Tabela 8 Wyniki analizy powierzchni wymiany ciepła wymienników składających się na analizowane obiegi [I.2.4].

	Heat exchanger surface area, m ²			
	GT (RI)	GT (RI)-ORC (Ammonia)	GT(R)-ORC (Ethanol)	GT-SRC
Regenerative heat exchanger	7220	6643	1110	—
Helium coolers	4105	—	—	—
Steam/Vapor generator	—	12020	10867	5101
Steam/Vapor condenser	—	10740	9337	8751
Total	11326	29403	21315	13852

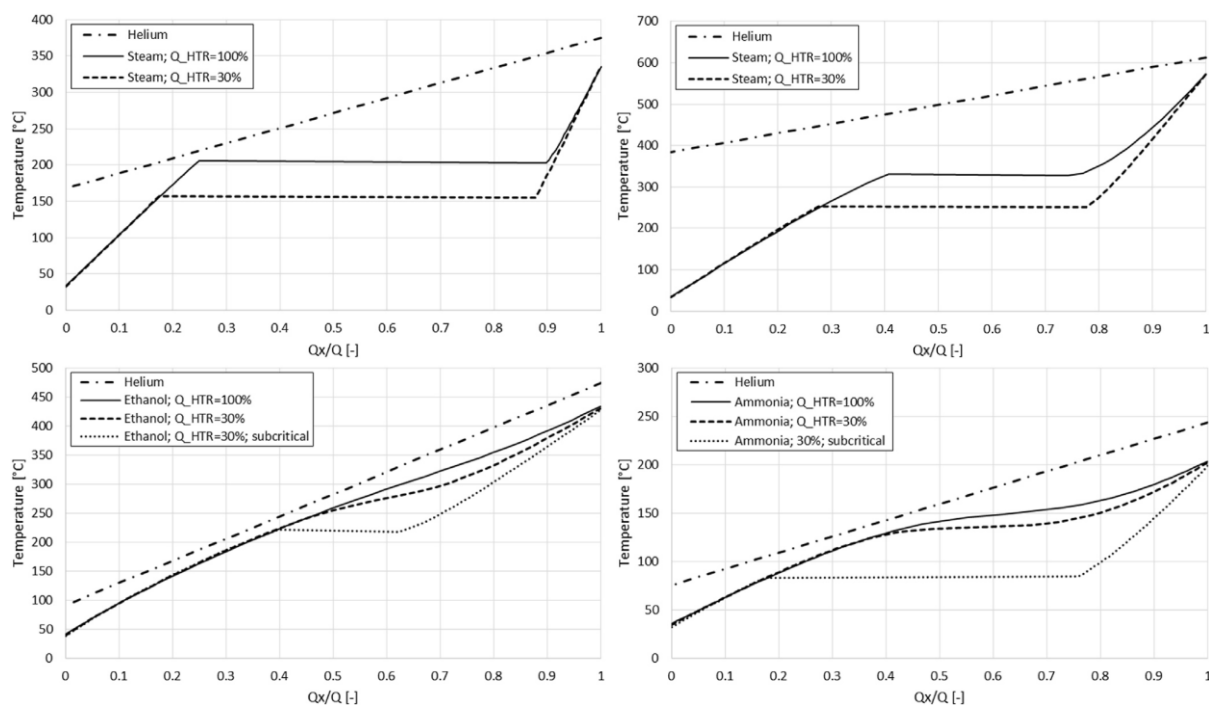
Tabela 9 Wyniki analizy strumieni mas i objętości czynników roboczych na wlotach i wylotach z turbin SRC/ORC [I.2.4].

Cycle	Cycle point	Pressure, bar	Mass flow rate, kg/s	Volumetric flow rate, m ³ /s	Cycle point	Pressure, bar	Mass flow rate, kg/s	Volumetric flow rate, m ³ /s
GT-SRC	0402	142.5	57.61	1.45	1201	0.05	137.58	3778.19
GT(R)-ORC (Ethanol)	1001	171.0	297.01	1.86	1101	0.12	297.01	1669.40
GT (RI)-ORC (Ammonia)	1001	211.0	320.51	3.63	1101	12.70	320.51	30.23

Wyniki zawarte w tabelach 8 i 9 powinno rozpatrywać się jednocześnie, ponieważ dwa obiegi o najwyższej sprawności – obieg GT-ORC(Ethanol) oraz GT-SRC posiadają przeciwne wyniki w aspekcie powierzchni wymiany ciepła i objętościowych natężeń przepływu w obrębie ostatnich stopni turbin parowych. Mianowicie, sumaryczna powierzchnia wymiany ciepła dla omawianego obiegu ORC jest o blisko 54% większa niż dla obiegu SRC. Z drugiej strony objętościowe natężenie przepływu pary w obiegu SRC na wylocie z turbiny jest blisko o 66% większe, a na wlocie o ponad 28% mniejsze niż dla obiegu GT-ORC(Ethanol). Zgodnie z przyjętym modelem oznacza to, że długość łopatek ostatniego stopnia turbiny etanolu wynosi 350 mm, a turbiny parowej 800 mm. W obu turbinach przyjęto układ o konstrukcji dwuprzepływowej. Stosując układ jednoprzepływowy w części niskoprężnej turbiny ORC długość łopatek wynosi 700 mm. Wynik ten oznacza znaczną redukcję kosztów inwestycyjnych. Natomiast łopatki pierwszego stopnia turbiny etanolu są o 28% dłuższe co nieznacznie poprawia sprawność wewnętrzną stopnia, zmniejszając straty wynikające z przecieków nadłopatkowych poprzez zmniejszenie stosunku szczeliny nadbandażowej do długości łopatek.

Warto w tym miejscu wspomnieć o turbinie zasilanej amoniakiem, dla której objętościowe natężenie przepływu pary wylotowej jest 120 razy mniejsze niż dla turbiny zasilanej parą wodną. Tak znaczna redukcja objętościowego natężenia przepływu wymaga przeprojektowania układu przepływowego i uniemożliwia bezpośrednie porównanie długości łopatek stosując przyjęte założenia upraszczające. Dodatkowo turbina ta, może być zaprojektowana jako jednocyldrowa, ponieważ przyrost objętościowego natężenia przepływu amoniaku w turbinie jest zaledwie 9-cio krotny. Ponad dwukrotnie większe objętościowe natężenie przepływu pary na wlocie do turbiny jest również pozytywnym wynikiem, co zostało opisane na przykładzie turbiny zasilanej etanolem.

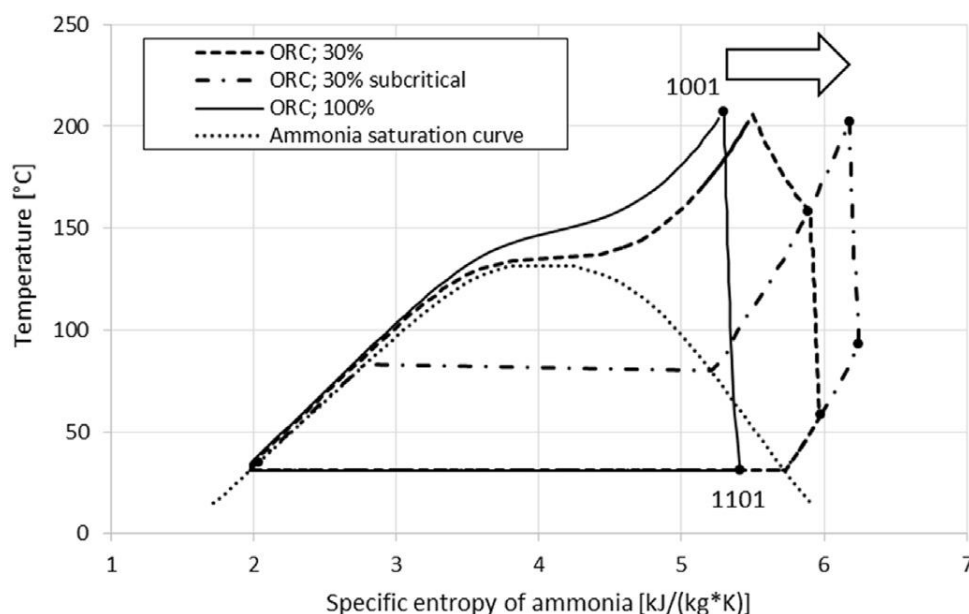
Na rysunku 30 zestawiono wykresy temperatury w funkcji odniesionego ciepła wymienionego w wytwornicach pary. W lewym górnym rogu przedstawiono niskoprężną wytwornicę pary SG-07 obiegu GT-SRC, w prawym górnym rogu wytwornicę wysokoprężną SG-04 tego samego obiegu. W lewym dolnym rogu przedstawiono wyniki dla wytwornicy pary etanolu a w prawym dolnym rogu wytwornicę pary amoniaku.



Rys. 30 Wykres temperatury czynnika grzewczego oraz odparowywanego w funkcji wymienionego ciepła dla wytwornic pary wody, etanolu i amoniaku rozważanych obiegów termodynamicznych przy obciążeniu nominalnym i częściowym. W lewym górnym rogu przedstawiono niskoprężną wytwornicę pary SG-07 obiegu GT-SRC, w prawym górnym rogu wytwornicę wysokoprężną SG-04 tego samego obiegu. W lewym dolnym rogu przedstawiono wyniki dla wytwornicy pary etanolu, w prawym dolnym rogu wytwornicę pary amoniaku [1.2.4].

Na powyższych wykresach przedstawiono przebiegi temperatur odparowujących czynników roboczych dla nominalnego i częściowego obciążenia reaktora HTR. Obciążenie częściowe stanowi 30% obciążenia nominalnego. Dla obiegów czynników niskowrzących przedstawiono wyniki dla obciążeń częściowych stosując regulację poślizgową oraz regulację kombinowaną. W regulacji poślizgowej ciśnienie pary wynika z redukcji prędkości obrotowej głównej pompy zasilającej, natomiast w regulacji kombinowanej redukcja obrotów pompy zapewnia

utrzymanie parametrów nadkrytycznych, a dalsza redukcja strumienia masy jest realizowana zaworem dławiącym na wlocie do turbiny. Rozwiązanie to jest korzystne od strony konstrukcyjnej, ponieważ upraszcza konstrukcję i eksploatację wytwornic pary. Takie wytwornice nie posiadają walczaka, który jako zbiornik grubościenny podnosi koszty produkcyjne i wydłuża rozruch urządzenia. Literatura przedmiotu wskazuje również, że takie rozwiązanie podnosi bezpieczeństwo ruchowe kotłów, określanych mianem kotłów przepływowych. Wpływ rodzaju regulacji na przebieg ekspansji pary na przykładzie obiegu wykorzystującego amoniak przedstawiono na rysunku 31.



Rys. 31 Wpływ rodzaju regulacji mocy turbiny na przebieg obiegu termodynamicznego wykorzystującego amoniak we współrzędnych T-s. Linia ciągła reprezentuje pełne obciążenie reaktora jądrowego, linia kreskowana obciążenie 30% przy regulacji poślizgowej i linia przerywano-kropkowa obciążenie częściowe przy regulacji poślizgowej [I.2.4].

Oczywistym wnioskiem jest, że regulacja poślizgowa posiada wyższą sprawność termodynamiczną niż regulacja kombinowana. Jednak przeprowadzone obliczenia (tabela 10) wskazują, że osiągnięte różnice sprawności elektrycznej netto całego obiegu kombinowanego przy minimalnym obciążeniu reaktora jądrowego wynoszą 0.38 pp. dla obiegu etanolu i 1.82 pp. dla obiegu amoniaku. Tak niewielkie różnice w uzyskanej sprawności konwersji energii przy obciążeniu minimalnym mogą usprawiedliwić zastosowanie regulacji kombinowanej.

Tabela 10 Moce podobiegów oraz moce i sprawności całych obiegów kombinowanych dla obciążeń częściowych, wynoszących 30% obciążenia nominalnego reaktora HTR [I.2.4].

Cycle	Joule–Brayton cycle power output $N_{el,GT}$ MW _{el}	Bottoming cycle power output $N_{el,ORC/SRC}$ MW _{el}	Overall	
			Power output $N_{el,net}$ MW _{el}	Energy efficiency $\eta_{el,net}$ %
GT-SRC	24.16	49.19	73.44	40.80
GT(R)-ORC (Ethanol), sliding pressure governing	32.32	41.96	74.28	41.27
GT(R)-ORC (Ethanol), combined governing	31.85	41.76	73.60	40.89
GT(RI)-ORC (Ammonia), sliding pressure governing	46.35	14.85	61.20	34.00
GT(RI)-ORC (Ammonia), combined governing	47.17	17.31	64.47	35.82

4.1 Podsumowanie dokonań

Przedstawione prace omawiają zagadnienie magazynowania energii w obiegach termodynamicznych w szerokim ujęciu – od uelastycznienia pracy elektrociepłowniczego bloku gazowo-parowego z możliwością magazynowania energii w obrębie sieci ciepłowniczej, poprzez magazynowanie sprężonego powietrza w obiegu turbin gazowych lub energii chemicznej wodoru w celu poprawy wskaźników ekonomicznych dzięki uniezależnieniu obciążenia bloku od zapotrzebowania KSE, aż po magazynowanie energii sprężonego powietrza i ciepła w instalacji zakupującej energię z sieci elektroenergetycznej korzystając z tzw. *spreadu* na Rynku Dnia Następnego Towarowej Giełdy Energii. Przeprowadzone prace zostały wykonane w oparciu o bilans energii zgodny z I zasadą termodynamiki oraz o bilans egzergii z licznymi uzupełnieniami ekonomicznymi i konstrukcyjnymi.

W pracach podjęto niespotykane w literaturze przedmiotu podejście do przeprowadzania analiz termodynamicznych nie tylko w oparciu o typowe wskaźniki termodynamiczne, jak sprawność obiegu i destrukcja egzergii, czy ekonomiczne, jak analiza NPV, ale również o gabaryty maszyn przepływowych, a nawet starty rozruchowe. Dodatkowo, prezentowane analizy dotyczą nie tylko obciążeń nominalnych, w tzw. projektowym punkcie pracy, ale również analizę parametrów pracy przy obciążeniach częściowych, w tym również w zależności od przyjętej metody regulacji mocy.

Wreszcie prace poruszają aktualną i niezwykle ważną tematykę magazynowania energii elektrycznej. Przedstawiono techniczne i ekonomiczne zalety magazynowania energii w obrębie elektrowni, co umożliwi redukcję mocy netto do zera przy ciągłej generacji energii elektrycznej z wysoką sprawnością w trakcie ładowania magazynów oraz zalety magazynowania energii zakupionej z sieci elektroenergetycznej. Rozwój technologii magazynowania energii elektrycznej warunkuje nie tylko kształt rozwiązań technicznych w obrębie Krajowego Systemu Elektroenergetycznego, ale wywiera olbrzymi wpływ na gospodarkę i politykę międzynarodową.

5. Informacja o wykazywaniu się istotną aktywnością naukową realizowaną w więcej niż jednej uczelni lub instytucji naukowej

W okresie 01.2020 – 05.2021 prowadziłem ścisłą współpracę z zespołem Katedry Inżynierii Bezpieczeństwa i Systemów Technicznych Wydziału Inżynierii produkcji i Logistyki Politechniki Opolskiej w zakresie badań koncepcji silnika gazowo-gazowego. Jest to obieg termodynamiczny składający się z klasycznego turbozespołu gazowego oraz sprzęgniętego przeponowym wymiennikiem ciepła turbozespołu powietrznego. Badania, które prowadziłem polegały w szczególności na analizie koncepcji różnych wariantów integracji tego obiegu z magazynem sprężonego powietrza, instalacją elektrolizerów oraz jądrowym reaktorem wysokotemperaturowym HTR. Prowadzone prace były oparte na klasycznym modelu bilansu masy, pędu i energii w ujęciu integralnym dla całego obiegu i uzupełniane analizą egzergetyczną, ekonomiczną oraz konstrukcyjną. Tak więc poza klasycznymi wynikami, takimi jak moc czy sprawność obiegów termodynamicznych, uzyskano również szersze rezultaty w aspekcie identyfikacji źródeł największych strat energii użytecznej, opłacalności ekonomicznej czy gabarytów maszyn i ograniczeń w pozaprojektowych warunkach pracy. Efektem tej współpracy jest cykl publikacji z zespołem profesora Ryszarda Bartnika oraz

monografia Bartnik R., Kowalczyk T. *Hierarchical Gas-Gas Systems: Thermal and Economic Effectiveness*. Springer Nature Switzerland AG, Cham 2021, ISBN 978-3-030-69205-6 wymieniona w pkt. I niniejszego wykazu osiągnięć.

6. Informacja o osiągnięciach dydaktycznych, organizacyjnych oraz popularyzujących naukę

Po uzyskaniu stopnia doktora prowadziłem cykl wykładów w języku angielskim pt. "Selected problems of mechanical engineering: Technical basis for the transformation of the Polish power system" dla doktorantów Trójmiejskiej Szkoły Doktorskiej Polskiej Akademii Nauk. Wykłady były prowadzone w formie online z uwagi na panujące w tym okresie obostrzenia społeczne wynikające z pandemii COVID19. Temat wykładów był bardzo szeroki i obejmował zarówno uwarunkowania prawno-ekonomiczne i społeczne rozwoju energetyki krajowej i europejskiej, jak również zagadnienia techniczne umożliwiające przeprowadzenia transformacji systemu elektroenergetycznego na niskoemisyjny i zdywersyfikowany.

W roku 2022 zostałem również, wraz z profesorem Januszem Badurem, redaktorem gościnnym (guest editor) wydania specjalnego czasopisma *Energies* pt. "New Frontiers in Renewable Energy Driven Combined Heat and Power Generation". Tematyka wydania jest niezwykle aktualna, ponieważ odnosi się do dekarbonizacji energetyki w zakresie elektrociepłowni. Moc zainstalowana w systemach ciepłowniczych naszego kraju przekracza 53 GW, a ilość generowanej energii sięga blisko 170 TWh [II.4.Po.7]. Jest to więc niezwykle trudne zadanie, aby tak duże zapotrzebowanie na energię pokryć ze źródeł odnawialnych. W tym celu, jako redaktorzy, staramy się nakreślić drogę do osiągnięcia celu poprzez maksymalne wykorzystanie istniejącej infrastruktury do przejścia na technologie zeroemisyjne wspierane szeroko rozumianym magazynowaniem energii. Publikacja pracy planowana jest pierwszą połowę 2023 roku.

7. Inne niż wymienione w pkt. 1-6 informacje dotyczące kariery zawodowej, ważne z punktu widzenia wnioskodawcy

Uważam, że ważnym aspektem mojej pracy zawodowej jest łączenie pracy naukowej z pracami aplikacyjnymi dla przemysłu. Obecnie jestem członkiem dwóch zespołów badawczo-rozwojowych biorących udział w projektach grantowych, których efektem jest wytworzenie instalacji w skali prototypu małej mocy.

Pierwszym jest projekt pt. *Modułowa instalacja odwracalnych ogniw stałotlenkowych przewidziana do integracji z elektrownią przemysłową w celu poprawy elastyczności jej pracy i zwiększenia wykorzystania odnawialnych źródeł energii w sektorze elektroenergetycznym* realizowany w ramach projektu POIR NCBR. Celem projektu jest opracowanie i konstrukcja układu power-to-gas (P2G) opartego na stosie stałotlenkowych ogniw elektrochemicznych (ang. SOC - solid oxide cell) pracujących w trybie elektrolizera (ang. SOE - solid oxide electrolyzer), przewidzianego również do pracy w trybie odwracalnym (ang. rSOC - reversible solid oxide cell). Takie urządzenie może być kluczowym elementem układów do magazynowania energii, które realizują koncepcję P2G, tj. wytwarzania paliw syntetycznych z wykorzystaniem nadmiarowej energii elektrycznej, w szczególności pochodzącej

z odnawialnych źródeł energii o niestabilnym charakterze pracy (energia wiatrowa, energia słoneczna). Dodatkowo ogniwa rSOC umożliwiają poprawę elastyczności pracy konwencjonalnych bloków węglowych, szczególnie w dobie konieczności częstych odstawień jednostek centralnie dysponowanych. Elektrolizery stałotlenkowe oferują szereg zalet w stosunku do niskotemperaturowych elektrolizerów alkalicznych i PEM. Elektrolizery PEM są obecnie w fazie komercjalizacji. W ramach projektu prowadzone są prace B+R zorientowane na opracowanie, budowę i demonstrację działania prototypowej instalacji o mocy 10 kW ze stosem rSOC, który w trybie elektrolizera uzyskuje sprawność powyżej 70% (nakład energetyczny 40-45 kWh/kg H₂) zaś w trybie ogniwa paliwowego (ang. SOFC - solid oxide fuel cell) sprawność 60%, co daje sprawność ogólną procesu (tzw. round trip efficiency) na poziomie 42%. Stos rSOC stanowi element powtarzalny, który może być łączony w większe moduły dla potrzeb budowy układów dużej mocy. Wytwarzanie paliw syntetycznych z wykorzystaniem nadmiarowej energii elektrycznej z OZE pozwala na integrację systemu elektroenergetycznego z systemem gazowym (ang. sector coupling) co znacząco zwiększa bezpieczeństwo systemu energetycznego. Ma to kluczowe znaczenie, gdyż elektrolizery SOE są odpowiedzią na potrzeby rozwoju zasobników energii i mogą być zastosowane w skali na jaką nie pozwalają układy bateryjne.

Jako członek personelu kluczowego projektu brałem aktywny udział w tworzeniu wniosku konkursowego, a obecnie w jego realizacji. Zakres moich obowiązków obejmuje przede wszystkim analizę wpływu instalacji rSOC na obieg parowy, z którym współpracuje. Na drodze konkursu jako obiekt bazowy wybrano blok kogeneracyjny, biomasowy o mocy elektrycznej 20 MW elektrociepłowni Energa Kogeneracja Sp. z o.o. w Elblągu. Analizowane zagadnienie wpływu instalacji ogniw stałotlenkowych na pracę bloku parowego jest dwutorowe. Mianowicie w trybie pracy elektrolizy instalacja pobiera parę z upustu pary. W ramach przeprowadzonych analiz ustalono, że parametrem wyboru optymalnego upustu jest ciśnienie pary, które musi być możliwie bliskie ciśnieniu pracy instalacji rSOC. Konieczne jest zachowanie odpowiedniej nadwyżki ciśnienia pary w całym zakresie mocy bloku w celu zapewnienia prawidłowego przepływu pary. Natomiast temperatura upustu wpływa na rozmiar wymienników regeneracyjnych, które w przypadku niższej temperatury pracy muszą posiadać większą moc, ale jednocześnie zapewniają wyższą sprawność całego obiegu termodynamicznego instalacji poligeneracyjnej. Kluczowym zagadnieniem wzmożonego poboru pary, szczególnie przy obciążeniach częściowych bloku, jest określenie zjawisk wysypujących w upustach pary oraz w ostatnich stopniach części niskoprężnej turbiny. Dodatkowo, analizowana turbina posiada upusty nieregulowane i regulowany upust ciepłowniczy. Opracowano w tym zakresie dokładny model parametryczny całego obiegu dla obciążeń częściowych i zwalidowano go na podstawie pomiarów realizowanych w sposób ciągły w nastawni bloku.

W trakcie pracy instalacji rSOC w trybie ogniwa paliwowego powstaje duża ilość ciepła w gazach wylotowych. Energia ta jest w pierwszej kolejności wykorzystywana w układzie regeneracji ciepła do podgrzania powietrza i wodoru zasilających stos ogniw. Jednak z powodu zastosowania dopalacza nieprzereagowanego wodoru temperatura gazów wylotowych z instalacji eksperymentalnej wynosi aż 175°C. Gazy te składają się z pary wodnej z niewielką ilością azotu. W ramach prowadzonym prac przeprowadzono analizę wpływu wprowadzenia ich do niskoprężnych wymienników regeneracyjnych. Wyniki wskazują, że nawet dla mocy instalacji rSOC wynoszącej 10% mocy turbiny parowej, ilość wprowadzonego do

wymienników i skraplacza azotu jest tak niewielka, że jej wpływ na pogorszenie warunków wymiany ciepła jest pomijalny.

Drugim projektem jest grant pt. *Negative CO₂ emission gas power plant* realizowany w ramach polsko-norweskiego konkursu POLNOR CCS 2019. Celem projektu jest budowa instalacji prototypowej małej mocy potwierdzającej koncepcję działania elektrowni zasilanej osadami ściekowymi, z której dwutlenek węgla jest w całości wychwycony i może zostać wykorzystany do wzmocnienia eksploatacji złóż ropy naftowej i gazu ziemnego. Sprawia to, że w świetle aktualnych uwarunkowań prawnych przedmiotowa instalacja będzie posiadała ujemny bilans emisji dwutlenku węgla. W ramach projektu jestem odpowiedzialny za realizację części turbinowej obiegu elektrowni oraz wsparcie procesu budowy całej instalacji obiegu termodynamicznego, który składa się z mokrej komory spalania, turbozespołu gazowego, turbozespołu parowego i strumieniowego skraplacza pary.

Jestem również wykonawcą jednoosobowego projektu realizowanego w ramach konkursu MINIATURA 5 organizowanego przez NCN pt. *Określenie możliwości wykorzystania reakcji katalitycznych w dyszach zbieżnych do realizacji izotermicznej ekspansji gazów*. Celem naukowym prowadzenia badań wstępnych w proponowanym temacie jest określenie możliwości przeprowadzenia izotermicznej ekspansji reagującej mieszaniny w obecności katalizatora. Jest to zadanie nowatorskie, ponieważ obecnie procesy ekspansji i kompresji prowadzone są w objętości przepływu. Oznacza to, że stosunek objętości kanału przepływowego w odniesieniu do jego ścianek jest dominujący, a zjawiska fizyczne występujące na ściankach mogą być pomijane. W przypadku katalizatora przeciwnie, zjawiska zachodzące na powierzchniach są dominujące. Z tego powodu prowadzenie prac eksperymentalnych jest kluczowe w aspekcie kalibracji modeli numerycznej mechaniki płynów (CFD) pod kątem zjawisk powierzchniowych. Z jednej strony są to zjawiska odpowiedzialne za rozwinięcie klasycznej „pędowej” turbulencji, turbulentnej wymiany ciepła i zjawisk poślizgu. Z drugiej strony są to zjawiska związane z reakcjami chemicznymi zachodzącymi na powierzchniach katalitycznych. Należy podkreślić, że są to prace o znacznym potencjale publikacyjnym.

Byłem również członkiem dwóch projektów granatowych, które zostały już zakończone. Pierwszym był projekt zrealizowany w ramach konkursu LIDER 4 prowadzonego przez NCBR pt. *Bio-ekoinnowacyjny przenośny magazyn termalny dla zastosowań elektromobilnych*. Celem projektu była budowa magazynu ciepła i chłodu dla pojazdów elektrycznych, który odciąża silnik elektryczny pompy ciepła w układzie klimatyzacji. Jako magazyn energii zastosowano materiał zmiennofazowy w postaci komercyjnie dostępnej mieszaniny olejów roślinnych Rubitherm RT18HC. W ramach badań przetestowano również inne materiały zmiennofazowe (PCM) m.in. wysokiej czystości olej kokosowy i palmowy, stosowane w przemyśle kosmetycznym. Parametry termodynamiczne tych substancji okazały się jednak mocno zmienne, w zależności do producenta i miejsca upraw. Zasada działania magazynu ciepła polegała na magazynowaniu chłodu w okresie letnim i ciepła w okresie zimowym. W tym celu wykorzystano zjawisko krzepnięcia PCM w trakcie ładowania pojazdu z sieci elektrycznej przy pomocy układu klimatyzacji pojazdu oraz topnienia PCM z wykorzystaniem grzałek elektrycznych. W efekcie, w trakcie używania pojazdu sprężarka układu klimatyzacji pracowała w znacznie mniejszym zakresie temperatur, pomiędzy temperaturą powietrza z układu wentylacji, a temperaturą PCM, która finalnie wynosiła 18°C. W projekcie byłem

odpowiedzialny za modelowanie numeryczne CFD ogniwa baterii, które składało się z materiału PCM i powierzchni wymiany ciepła. Model był skalibrowany na podstawie eksperymentów i posłużył do wsparcia procesu projektowania urządzenia finalnego.

Drugim projektem był grant pt. *Rozwój innowacyjnej technologii cienkich taśm ze stopów na podstawie fazy międzymetalicznej Ni3Al o wysokiej aktywności termokatalitycznej w zakresie oczyszczania powietrza z substancji szkodliwych lub kontrolowanego rozkładu węglowodorów* realizowany w konsorcjum z Wojskową Akademią Techniczną w ramach trzeciej edycji Programu Badań Stosowanych NCBR. Moja rola w projekcie polegała na opracowaniu a następnie nadzorowaniu procesu budowy regeneracyjnego wymiennika ciepła dla reaktora termokatalitycznego. Zadaniem wymiennika ciepła było wstępne podgrzanie mieszaniny gazów poddawanych reakcjom katalitycznym wykorzystując gorące spaliny z reaktora. Trudnością okazało się zachowanie kompaktowych wymiarów wymiennika, który musiał zmieścić się wewnątrz pierścieniowego reaktora termokatalitycznego. Proces projektowania w dużej mierze opierał się na badaniach z wykorzystaniem narzędzi numerycznej mechaniki płynów. Co istotne wymiennik został wykonany zgodnie z harmonogramem badań i osiągał parametry projektowe.

W ramach pracy zawodowej realizowałem również prace badawcze zakończone wdrożeniami nowych rozwiązań konstrukcyjnych w obszarze miernictwa i układów sterowania w PGE GiEK S.A. oddziały el. Bełchatów i Turów oraz zakładach chemicznych Anwil S.A. Prace prowadzone w powyższych elektrowniach zawodowych dotyczyły metod opomiarowania pracy głównych skraplaczy turbin parowych na podstawie pomiaru ilości powietrza odsysanego przez strumienice i pompy próżniowe. Jednak z uwagi na fakt, że bloki klasy 360 MW zainstalowane w elektrowni Bełchatów posiadają system utrzymania próżni wykorzystujący strumienice wodne, a bloki klasy 200 MW zainstalowane w el. Turów strumienice parowe na blokach 1-3 i pompy próżniowe na blokach 4-6 zaproponowane rozwiązania technologiczne były odmienne. W el. Bełchatów pomiar jest realizowany na rurociągu pomiędzy skraplaczem a strumienicą, w obszarze mieszaniny pary wodnej i powietrza przy ciśnieniu pracy skraplacza (ok. 5 kPa). Zagadnienie to opisano szczegółowo w pracy [II.4.Przed.6]. W el. Turów opracowano układ pomiarowy zamontowany na wylotowych do atmosfery z systemów strumienic parowych lub pomp próżniowych. Innowacją rozwiązania było przeliczenie w czasie rzeczywistym otrzymanych wyników na wartość spadku próżni w skraplaczach.

W zakładach chemicznych Anwil S.A. prace polegały na niwelacji drgań turbiny parowej o mocy 15 MW napędzającej sprężarki gazu syntezowego. Mianowicie, po modernizacji instalacji produkcji amoniaku spadło zapotrzebowanie na gaz syntezowy i turbozespół pracował wyłącznie przy obciążeniu częściowym, przy zasilaniu z dwóch sąsiednich skrzynek dyszowych. Doprowadziło to do powstania znacznej siły poprzecznej, która doprowadziła do przesunięcia korpusu WP i tym samym usztywnienia łożysk ślizgowych. W efekcie łożyska straciły zdolność do tłumienia drgań pochodzących od zasilania turbiny na połowie łuku. Rozwiązaniem problemu był autorski projekt belki zaworowej, która zmieniła kolejność otwierania zaworów regulacyjnych z sąsiednich na przeciwległe. Obniżyło to drgania

turbozespołu do poziomu niższego niż przed wystąpieniem awarii. Zwieńczeniem projektu było zastosowanie niniejszego rozwiązania w bliźniaczym turbozespole.

Jestem również autorem i współautorem 4 zgłoszeń patentowych, które procedowane są obecnie przez Urząd Patentowy. Zgłoszenia te wymieniono w *Wykazie osiągnięć naukowych*. Wszystkie rozwiązania zgłoszone do ochrony patentowej zaliczają się do metod magazynowania energii. Na uwagę zasługują trzy zgłoszenia przewidziane do magazynowania energii elektrycznej stosujące katalityczne reakcje endo- i egzotermiczne termiczne. Reakcje te mają za zadanie zwiększenie gęstości magazynowania energii wykorzystując zjawiska konwersji energii chemicznej w obrębie obiegów cieplnych. Precyzyjnie rzecz ujmując chodzi o wykorzystanie ciepła powstałego w procesie sprężania gazów oraz ciepła oddanego w procesie ich ekspansji do prowadzenia reakcji endo- i egzotermicznych w obszarze dysz i dyfuzorów w celu realizacji procesów sprężania i ekspansji w warunkach izotermicznych lub do nich zbliżonych. Efekty te są badane w ramach opisanego wcześniej projektu finansowanego w ramach konkursu MINIATURA 5 organizowanego przez NCN.

Byłem również trzykrotnie członkiem zespołów eksperckich analizujących przyczyny awarii turbin parowych w największych krajowych elektrowniach (PGE GiEK S.A. oddziały el. Bełchatów oraz Opole). Wszystkie te ekspertyzy dotyczyły uszkodzeń turbin parowych klasy 360 MW po modernizacjach pierwszych stopni części wysokoprężnych oraz sposobu ich zasilania. Co szczególnie istotne, do awarii dochodziło w pozaprojektowych warunkach ruchu. Doświadczenia zebrane w trakcie prac eksperckich są nie do przecenienia w aspekcie prac badawczych i wdrożeniowych w zakresie energetyki.

8. Pozostałe osiągnięcia i aktywności naukowe

Jako pozostałe aktywności naukowe warto nadmienić, że jestem członkiem Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej oraz wielokrotnie pełniłem funkcję chairmena sesji na konferencjach krajowych i międzynarodowych, co zawarto w *Wykazie osiągnięć naukowych*. Biorę również aktywny udział jako recenzent publikacji naukowych w dziedzinie inżynierii mechanicznej. Po uzyskaniu stopnia doktora recenzowałem sześć artykułów naukowych w języku angielskim oraz rozdział monografii w języku polskim.