

Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie

Sławomir Wiśniewski

**Energetyczna ocena efektywności pracy wieloobiegowych
elektrowni ORC zasilanych nisko i średniotemperaturowymi
nośnikami energii**

Szczecin 2019

Recenzenci

JAN ŁACH

DARIUSZ BUTRYMOWICZ

Opracowanie redakcyjne

Iwona Hilicka

Projekt okładki

Sławomir Wiśniewski

WYDANO ZA ZGODĄ

Rektora Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie

ISBN 978-83-7663-288-9

© Wydawnictwo Uczelniane Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie
al. Piastów 48, 70-311 Szczecin, tel. 91 449 47 60, e-mail: wydawnictwo@zut.edu.pl

Przedmowa

Niniejsza monografia powstała dzięki wiedzy i doświadczeniu zdobytemu w trakcie studiów i pracy w Katedrze Techniki Ciepłej na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Mechatronik Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie. W tym miejscu pragnę złożyć podziękowanie wszystkim Profesorom i Nauczycielom akademickim, którzy brali udział w procesie mojego kształcenia oraz przyczynili się do mojego rozwoju naukowego i osobistego.

W szczególności pragnę podziękować prof. dr. hab. inż. Władysławowi Nowakowi, promotorowi mojej pracy doktorskiej i Osobie, która w największym stopniu przyczyniła się do moich osiągnięć naukowych.

Dziękuję również prof. dr. hab. inż. Aleksandrowi A. Stachelowi, który również miał duży wpływ na mój rozwój naukowy oraz stworzył w Katedrze Techniki Ciepłej odpowiednie warunki do realizacji badań naukowych, które przyczyniły się do powstania niniejszej monografii.

Dr. hab. inż. Aleksandrze Borsukiewicz dziękuję za wieloletnią i owocną współpracę w badaniach nad układami ORC oraz za chęć dzielenia się swoim doświadczeniem związanym z tą tematyką.

Składam również serdeczne podziękowanie Recenzentom wydawniczym, tj. prof. dr. hab. inż. Janowi Łachowi oraz prof. dr. hab. inż. Dariuszowi Butrymowiczowi za podjęcie się trudu zrecenzowania niniejszej monografii oraz za bardzo cenne i merytoryczne uwagi, które przyczyniły się do zwiększenia jej walorów naukowych.

Na koniec składam ogromne podziękowania mojej najbliższej rodzinie, czyli Żonie i dwóm Córkom. To im w szczególności dedykuję tę pracę dziękując jednocześnie za wyrozumiałość i cierpliwość, którymi zostałem przez nie obdarowany w trakcie pisania tej monografii.

Sławomir Wiśniewski

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń.....	6
1. Wprowadzenie	7
2. Podstawy teoretyczne obiegów ORC.....	15
2.1. Obieg Clausiusa-Rankine'a dla klasycznej siłowni parowej z wodą jako czynnikiem obiegowym.....	15
2.2. Obiegi ORC	18
2.3. Czynniki robocze stosowane w obiegach ORC	20
3. Stan wiedzy o układach ORC	34
3.1. Układy ORC – przegląd wybranych wyników badań różnych konfiguracji układu	34
3.2. Układy ORC – przegląd wybranych wyników badań z podziałem na różne źródła ciepła.....	38
3.2.1. Energia odpadowa.....	38
3.2.2. Energia odnawialna.....	40
3.3. Moc wytwórcza w zainstalowanych jednostkach ORC	42
4. Doświadczenia Katedry Techniki Ciepłej ZUT w Szczecinie związane z badaniami układów ORC.....	45
5. Siłownie ORC z wieloźródłowym zasilaniem	50
5.1. Elektrownia binarna sprzężona cieplnie z dodatkowym obiegiem ORC	50
5.1.1. Opis układu	50
5.1.2. Algorytm obliczeń	53
5.2. Siłownia ORC zasilana z wielu źródeł ciepła z jedną wspólną turbiną i jednym wspólnym skraplaczem dla wszystkich obiegów	58
5.2.1. Opis układu siłowni ORC zasilanej z wielu źródeł	59
5.2.2. Opis i sposób działania siłowni.....	60
5.2.3. Metodyka i wyniki obliczeń.....	61
5.3. Analiza pracy binarnej siłowni ORC z nadkrytycznym obiegiem górnym oraz podkrytycznym obiegiem dolnym.....	67

5.3.1. Schemat i opis układu siłowni binarnej z nadkrytycznym obiegiem górnym i podkrytycznym obiegiem dolnym	67
5.3.2. Metodyka obliczeń.....	69
5.3.3. Wyniki obliczeń.....	72
5.4. Siłownia ORC z dwuźródłowym zasilaniem, układ z dodatkowym przegrzewaczem i turbiną na parę przegrzaną.....	80
5.4.1. Schemat układu.....	80
5.4.2. Sposób zasilania układu ORC.....	83
5.4.3. Sposób realizacji przemian termodynamicznych w obiegach układu ORC	84
5.4.4. Metodyka obliczeń.....	85
5.4.5. Analiza parametryczna siłowni ORC z dwuźródłowym zasilaniem.....	93
6. Podsumowanie	120
Literatura.....	122
Streszczenie	135
Summary.....	139
Spis rysunków.....	143
Spis tabel.....	147

Wykaz ważniejszych oznaczeń

- c – ciepło właściwe, kJ/(kg K),
 h – entalpia właściwa, kJ/kg,
 l – praca jednostkowa, kJ/kg,
 \dot{m} – strumień masowy, kg/s,
 N – moc, kW,
 \dot{Q} – Strumień ciepła , kW,
 ΔN – względny przyrost mocy, %,
 p – ciśnienie, MPa,
 s – entropia właściwa, kJ/(kgK),
 T – temperatura, K lub °C,
 ΔT – różnica temperatur, K,
 z – współczynnik zawracania, –,
 φ – współczynnik cyrkulacji, –,
 η – sprawność, %.

1. Wprowadzenie

W niniejszej monografii przedstawiona została analiza efektywności pracy siłowni ORC zasilanej nisko i średniotemperaturowymi źródłami energii cieplnej. Zasadność podjęcia tej tematyki w świetle aktualnych problemów została poparta kilkoma przykładami przedstawionymi poniżej.

W XXI wiek ludzkość weszła nie tylko z wysokim poziomem rozwoju technologicznego i wysokim uprzemysłowieniem, ale również z pewnymi problemami i wyzwaniem, którym aktualnie musi sprostać. Obecny, wysoki poziom rozwoju technologicznego jest skutkiem ogromnego postępu, jaki dokonał się w okresie ostatnich 200 lat. Począwszy od pierwszej rewolucji przemysłowej polegającej na wprowadzeniu maszyn do procesów produkcyjnych pod koniec XVIII wieku, poprzez drugą związaną z wykorzystaniem energii elektrycznej i wprowadzeniem produkcji masowej oraz trzecią polegającą na automatyzacji procesów produkcyjnych, mamy do czynienia z ciągłym rozwojem technologicznym, który przekłada się nie tylko na rozwój gospodarczy, ekonomiczny, społeczny, ale również, co jest nieuniknione, przyczynia się do negatywnych zmian w środowisku naturalnym. Aktualnie dokonujące się zmiany w sektorze przemysłowym są określane mianem czwartej rewolucji przemysłowej. Rewolucja przemysłowa 4.0 to połączenie technologii i cyfryzacji. Informatyzacja i cyfryzacja procesów produkcyjnych z wykorzystaniem między innymi technologii Internetu Rzeczy, sztucznej inteligencji, czy też robotyki, pozwalają na usprawnienie procesów produkcyjnych i zwiększenie ich wydajności przy jednoczesnym zmniejszeniu pracy ludzkiej [1]. Większość scenariuszy prognozujących rozwój i wielkość globalnej produkcji przemysłowej szacuje, że będzie ona rosła do aż roku 2100 [2].

Ogromny postęp, o którym była mowa wcześniej, możliwy był (i jest nadal) dzięki temu, że ludzkość doskonale opanowała umiejętności związane z wykorzystywaniem zasobów odstępnych na Ziemi do zaspokajania własnych potrzeb. Dotyczy to zwłaszcza umiejętności związanych z pozyskiwaniem różnych form energii, a następnie z konwertowaniem tych form na inne formy energii w zależności od potrzeb. Jak powszechnie wiadomo, dostępne zasoby energetyczne można podzielić na zasoby odnawialne i nieodnawialne. Do zasobów odnawialnych można zaliczyć energię promieniowania słonecznego, wiatru, energię wód (spadku, falowania i pływów), energię geotermalną i biomasę. Nieodnawialne (wyczerpywalne) źródła energii to przede wszystkim zasoby energetyczne w postaci paliw kopalnych oraz paliwa jądrowe. Energia wszystkich tych źródeł przy obecnym stanie techniki może być dowolnie przekształcana w inne formy energii. Przykładowo konwersja energii chemicznej paliw

z wykorzystaniem dostępnej technologii odbywa się najczęściej do postaci energii cieplnej, mechanicznej lub elektrycznej. Spośród tych trzech form energii największą użyteczność wykazuje energia elektryczna. Wynika to z tego, że daje się ona łatwo przesyłać nawet na duże odległości przy stosunkowo niewielkich stratach. Kolejną zaletą tej formy energii jest to, że można ją w łatwy sposób przekształcać w inne formy energii, wykorzystując do tego celu ogólnie dostępne urządzenia, takie jak np. silniki elektryczne (konwersja energii elektrycznej w energię mechaniczną), grzałki (energii elektrycznej w energię cieplną), czy też elektrolizery (energii elektrycznej w energię chemiczną, wytwarzanie wodoru) itp.

Dalszy rozwój naszej cywilizacji lub utrzymanie tego rozwoju na aktualnym poziomie zależą w dużej mierze od dostępu do energii. Zapewnienie tego dostępu spoczywa przede wszystkim na barkach sektora energetycznego. Prawidłowe funkcjonowanie tej gałęzi przemysłu w aktualnych realiach staje się coraz bardziej utrudnione. Taka sytuacja spowodowana jest kilkoma kwestiami.

Pierwsza z nich, dotycząca energetyki konwencjonalnej wykorzystującej paliwa kopalne, wynika z ograniczonych zasobów tych nośników energii. Wraz z użytkowaniem zasoby paliw, takich jak: węgiel (kamienny i brunatny), ropa naftowa i gaz ziemny bezpowrotnie się kurczą. W tabeli 1.1 przedstawiono zestawienie dotyczące rezerw tych zasobów w latach od 1996 do 2017.

Tabela 1.1. Światowe rezerwy konwencjonalnych nośników energii. Stan na koniec 1996 [3], 2005 [4], 2007 [5], 2017 [6], Opracowanie własne na podstawie [3-6]

	Rok	Wielkość rezerw R	Wydobycie P	Wskaźnik R/P [a]
Węgiel [mld t]: (kamienny i brunatny)	1996	984,2	4,62	213
	2005	847,5	5,90	144
	2007	847,5	6,39	133
	2017	1035,0	7,72	134
Ropa naftowa [mld bbl]	1996	1050,6	25,53	42
	2005	1215,0	29,60	41
	2007	1237,9	29,79	42
	2017	1696,6	33,80	50
Gaz ziemny [bil. m ³]:	1996	147,3	2,89	51
	2005	176,0	2,80	63
	2007	177,36	2,94	60
	2017	193,5	3,68	53

Według aktualnych danych [6] zasoby węgla wystarczą na kolejne 134 lata eksploatacji, ropy naftowej na 50 i gazu ziemnego na około 52. Z analizy danych zestawionych w tabeli 1.1 wynika, że pomimo ciągłego wzrostu wydobycia tych paliw perspektywa dalszego ich użytkowania pozostaje dla ostatniego dziesięciolecia na podobnym poziomie (wskaźnik R/P). Dzieje się tak dlatego, że w bilansach zasobów tych paliw uwzględniane są nowo odkryte pokłady węgla, ropy i gazu. Perspektywa wyczerpania się tych nośników energii przyczynia się do zwiększenia wysiłków związanych z poszukiwaniem innych, alternatywnych źródeł energii. Zgodnie z prognozami wielu światowych organizacji, takich jak International Energy Agency [7], International Renewable Energy Agency [8], WWF – World Wildlife Fund [9], itp., struktura wykorzystania różnych nośników energii w ciągu najbliższych lat będzie się zmieniała w kierunku zwiększania udziału energii pochodzącej ze źródeł odnawialnych, co przyczyni się do jednoczesnego ograniczenia emisji CO₂.

Kolejna kwestia związana z potrzebami energetycznymi, a wynikająca z użytkowania paliw kopalnych, dotyczy stanu środowiska naturalnego. Energetyczne wykorzystywanie paliw kopalnych, które najczęściej realizowane jest poprzez proces spalania tych paliw w odpowiednich urządzeniach, obarczone jest emisją różnych substancji do środowiska. Największe obciążenia środowiskowe dotyczą układów, które jako paliwo wykorzystują węgiel. W przypadku tego paliwa mamy do czynienia z emisją pyłów, tlenków azotu, tlenków siarki i ditlenku węgla. Nowoczesne instalacje energetyczne spalające węgiel wyposażone są w urządzenia oczyszczające spaliny, które praktycznie całkowicie eliminują emisję pyłu i tlenków siarki. Aktualnie troska o środowisko naturalne nabiera coraz większego znaczenia. W miarę postępującej degradacji środowiska naturalnego coraz bardziej zaczynamy doceniać czyste powietrze, czystą wodę, czy też piękne krajobrazy. Przykładem, który w pełni to potwierdza, jest zjawisko smogu w polskich miastach. Mieszkańcy aglomeracji miejskich, które dotknięte są tym problemem, odczuwają to dość dotkliwie na własnej skórze. Zjawisko smogu utrudnia codzienne funkcjonowanie oraz wpływa na pogorszenie stanu zdrowia [10]. Ten przykład dobitnie potwierdza, że coraz większą wagę przykłada się do stanu środowiska naturalnego, co jednocześnie przyczynia się do zwiększenia świadomości ekologicznej społeczeństwa.

Pogarszanie się stanu środowiska naturalnego spowodowane działalnością przemysłową, w tym także z działalnością związaną z sektorem energetycznym, doprowadziło do podjęcia ogólnoświatowych działań zmierzających do ograniczenia degradacji środowiska i zahamowania zmian klimatycznych spowodowanych wzrostem temperatury na Ziemi. Dzia-

łania te zostały zapoczątkowane już w ubiegłym wieku. Można tutaj wymienić szereg dokumentów, między innymi:

- Deklaracja Konferencji Narodów Zjednoczonych z dnia 16 czerwca 1972 r. w sprawie środowiska człowieka (przyjęta w Sztokholmie),
- Konwencja wiedeńska z 1985 r. w sprawie ochrony warstwy ozonowej,
- Protokół montreali z 1987 r. w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową,
- rezolucja nr 44/228 z dnia 22 grudnia 1989 r. dotycząca Konferencji Narodów Zjednoczonych w sprawie środowiska i rozwoju,
- rezolucje Zgromadzenia Ogólnego w sprawie ochrony klimatu ziemskiego dla obecnego i przyszłych pokoleń ludzkości, (numer 43/53 z dnia 6 grudnia 1988 r., 44/207 z dnia 22 grudnia 1989 r., 45/212 z dnia 21 grudnia 1990 r. i 46/169 z dnia 19 grudnia 1991 r.).

Kolejnym dokumentem, który odegrał znaczącą rolę w działaniach związanych z ochroną środowiska i kształtowaniem polityki energetycznej, był sporządzony w Nowym Jorku w dniu 9 maja 1992 roku dokument o nazwie „Ramowa konwencja Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu” (UNFCCC - United Nations Framework Convention on Climate Change) [11]. W artykule 2 tej konwencji określono jej cel, który brzmi następująco:

„Celem podstawowym niniejszej konwencji i wszelkich związanych z nią dokumentów prawnych, które mogą być przyjęte przez Konferencję Stron, jest doprowadzenie, zgodnie z właściwymi postanowieniami konwencji, do ustabilizowania koncentracji gazów cieplarnianych w atmosferze na poziomie, który zapobiegłby niebezpiecznej antropogenicznej ingerencji w system klimatyczny. Dla uniknięcia zagrożenia produkcji żywności i dla umożliwienia zrównoważonego rozwoju ekonomicznego poziom taki powinien być osiągnięty w okresie wystarczającym do naturalnej adaptacji ekosystemów do zmian klimatycznych.”[11]

Ramowa konwencja Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu została ratyfikowana przez 192 państwa (w tym Polskę) i weszła w życie 21 marca 1994 roku. Sygnatariusze tej Konwencji zobowiązali się do aktualizowania i publikowania raportów krajowych dotyczących wielkości antropogenicznych emisji gazów cieplarnianych, a także zobowiązali się do podjęcia działań zmierzających do zmniejszenia tych emisji, jednakże w dokumencie tym nie określono konkretnych wartości dotyczących zmniejszenia emisji, ani terminu, do kiedy mają zostać osiągnięte.

Konsekwencją ratyfikacji Ramowej konwencji Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu było, począwszy od 1995 roku, organizowanie corocznych Konferencji Stron (COP - Conferences of the Parties), czyli tzw. Szczytów Klimatycznych, na których podejmowano próby wypracowania wspólnego stanowiska w zakresie przeciwdziałania zmianom klimatycznym. Dyskusje i negocjacje prowadzone w ramach pierwszych konferencji COP doprowadziły do sporządzenia w 1997 roku Protokołu z Kioto [12], który nakładał na sygnatariuszy obowiązek ograniczenia emisji gazów cieplarnianych w latach 2008-2012 średnio o około 5% w stosunku do emisji z roku 1990 (wynegocjowane cele indywidualne dla poszczególnych państw określono w załączniku 1 tego dokumentu). Pomimo przyjęcia protokołu w roku 1997, zapisy w nim zawarte weszły w życie dopiero 16 lutego 2005 roku po ratyfikowaniu go przez Rosję. Wynikało to z zapisu określającego konieczność ratyfikowania protokołu przez minimum 55 państw, których udział w całkowitej emisji gazów cieplarnianych wynosi 55%. Protokół ten, poza nałożeniem na sygnatariuszy obowiązku redukcji emisji gazów cieplarnianych, umożliwił także wprowadzenie mechanizmów rynkowych pozwalających na zmniejszenie kosztów związanych z ograniczeniem emisji gazów cieplarnianych do założonego poziomu. Przykładowo takim mechanizmem rynkowym jest funkcjonujący do dziś handel emisjami. Rozwiązanie to daje możliwość kupowania i sprzedawania uprawnień do emisji, co pozwala redukować koszty przedsięwzięć związanych z redukcją emisji gazów cieplarnianych.

Podobne działania podejmowane są równoległe na szczeblu europejskim. Można nawet stwierdzić, że w ramach Unii Europejskiej działania związane z zahamowaniem zmian klimatycznych, jak i szeroko pojętą ochroną środowiska są bardzo intensywne.

Przykładem jest wydana w 1997 roku przez Komisję Europejską Biała Księga – „Energia dla przyszłości: odnawialne źródła energii”. W księdze tej zawarto plan dotyczący wykorzystania energii odnawialnej do roku 2010. Zatem jest to już dokument historyczny, ale warto o nim wspomnieć, ponieważ wytyczne, które zostały w nim zawarte, przyczyniły się do powstania wielu unijnych aktów prawnych dotyczących energii, a zwłaszcza energii odnawialnej.

W ostatnich latach polityka energetyczna Unii Europejskiej nie tylko ukierunkowana jest na zwiększenie wykorzystania odnawialnych nośników energii, co jest kontynuacją wcześniejszych działań, ale także na zwiększenie efektywności energetycznej różnych gałęzi przemysłowych, łącznie z przemysłem energetycznym. Znalazło to swoje odzwierciedlenie między innymi w przyjętym pakiecie energetyczno-klimatycznym. Zgodnie z zapisami tego pakietu kraje Unii Europejskiej zobligowane są do osiągnięcia w roku 2020 emisji CO₂ o 20%

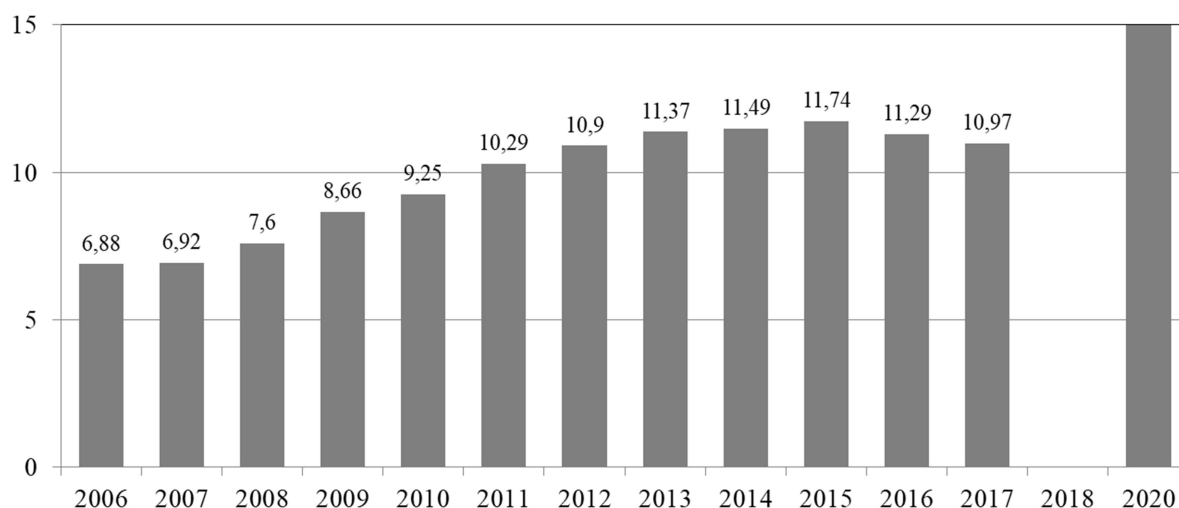
niższej w porównaniu z poziomem emisji z roku 1990 [13], zwiększenia do 20% udziału energii ze źródeł odnawialnych w końcowym zużyciu energii brutto [14] oraz zwiększenia efektywności energetycznej o 20% [15]. Cel, jaki Polska ma osiągnąć do 2020 roku, dotyczący zwiększenia udziału energii ze źródeł odnawialnych, to 15% w końcowym zużyciu energii brutto. Aktualnie państwa członkowskie Unii Europejskiej wchodzą w ostatni etap związany z wypełnieniem założeń pakietu klimatyczno-energetycznego 3x20.

Kolejnym ważnym aspektem związanym z energią poza wpływem wykorzystania nośników energii na środowisko są uwarunkowania polityczne związane z zapewnieniem bezpieczeństwa energetycznego krajów. Bezpieczeństwo to z punktu widzenia interesów państwa jest jednym z najważniejszych priorytetów. Przy aktualnym rozwoju cywilizacyjnym jakikolwiek deficyt nośników energii wpływałby niekorzystnie na gospodarkę krajową, generując znaczne straty. Z drugiej strony, analizując aktualną sytuację geopolityczną, wyraźnie widać, iż nośniki energii (w szczególności ropa i gaz ziemny) stały się bardzo silną kartą przetargową w stosunkach międzynarodowych [16], zwłaszcza w odniesieniu do krajów, które nie są samowystarczalne energetycznie. Przykładem takiego kraju jest właśnie Polska importująca gaz ziemny, ropę naftową, ale też i węgiel, pomimo znacznych zasobów krajowych.

Ograniczanie emisji gazów cieplarnianych, zwiększanie wykorzystania OZE (odnawialnych źródeł energii), poprawa efektywności energetycznej, to tylko wybrane działania, które doskonale wpisują się w politykę zrównoważonego rozwoju. Aktualnie zasady tej polityki wdrażane są praktycznie w każdej dziedzinie działalności ludzkiej. Zdaniem autora w pracy [17] działanie zgodne z zasadami zrównoważonego rozwoju wymaga prowadzenia wielu równoległych działań na różnych płaszczyznach. Do działań tych można zaliczyć zwiększanie sprawności wytwarzania energii w układach konwencjonalnych, zmniejszanie strat przesyłania energii, racjonalne i oszczędne wykorzystywanie energii, ograniczanie emisji pyłów i gazów, zwiększanie sprawności i ilości wytwarzanej energii ze źródeł odnawialnych.

Patrząc na gospodarkę Polski przez pryzmat powyżej poruszanych problemów, wyraźnie widać, że praktycznie każdym z nich jest ona dotknięta, gdyż w przeważającej części gospodarka Polski (transport, energetyka) oparta jest na konwencjonalnych nośnikach energii. Taka sytuacja powoduje, że ciężko będzie osiągnąć cel nałożony przez Unię Europejską dotyczący zwiększenia udziału energii ze źródeł odnawialnych w końcowym zużyciu energii brutto, który zgodnie z Dyrektywą Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. [14] dla Polski wynosi 15% .

Z danych przedstawionych przez Główny Urząd Statystyczny w raporcie dotyczącym odnawialnych źródeł energii wynika, że na koniec roku 2017 w Polsce udział OZE w końcowym zużyciu energii brutto wynosił 10,97% [18]. Biorąc pod uwagę dane zawarte w tym raporcie dotyczące lat wcześniejszych, widać, iż począwszy od 2015 roku zarysowuje się dość niepokojący trend związany z nieznacznym, ale jednak spadkiem udziału OZE w końcowym zużyciu energii brutto. Dane dotyczące tego wskaźnika w latach 2006–2017 przedstawiono na rysunku 1.1 w formie wykresu słupkowego.



Rys. 1.1. Udział energii ze źródeł odnawialnych w końcowym zużyciu energii brutto w latach 2006–2017, Źródło: GUS [18]

Jak widać z danych przedstawionych na rysunku 1.1, do 2015 roku widoczny jest ciągły wzrost udziału energii ze źródeł odnawialnych w końcowym zużyciu energii brutto. Natomiast w roku 2016 nastąpił spadek tego udziału w stosunku do roku poprzedzającego, co niestety powtórzyło się także w roku 2017. Analizując te dane pod kątem nałożonego na Polskę celu 15% udziału energii ze źródeł odnawialnych w końcowym zużyciu energii brutto, jasnym staje się, że osiągnięcie takiego poziomu będzie bardzo trudne (a uwzględniając aktualną dynamikę zmian tego udziału, może nawet niemożliwe).

Obecnie w Polsce udział energii ze źródeł odnawialnych w końcowym zużyciu energii brutto w elektroenergetyce wynosi 13,09%. Zatem około 87% zużywanej energii elektrycznej pochodzi z instalacji, w których produkcja tej energii oparta jest na jej konwencjonalnych nośnikach, spośród których największy udział ma węgiel.

Biorąc pod uwagę powyższe, w świetle przedstawionych problemów globalnych, jak również tych lokalnych, należy wprowadzać w szeroko pojętym przemyśle rozwiązania pozwalające na likwidowanie tych problemów lub przynajmniej pozwalające na ich

ograniczanie. Jedną z propozycji jest większe rozpowszechnienie instalacji ORC, to znaczy zwiększenie liczby układów funkcjonujących w różnych gałęziach przemysłu (dokładny opis instalacji ORC przedstawiono w kolejnym rozdziale monografii). Rozwiązania te mogą być stosowane wszędzie tam, gdzie występują niewykorzystane (odpadowe) strumienie energii. Przykładowe zastosowania tego typu układów to produkcja energii elektrycznej z odpadowego ciepła pochodzącego np.: z przemysłu metalurgicznego, rafinerii, procesu produkcji klinkieru, hut szkła itp. W każdym z tych przypadków można, wykorzystując ciepło odpadowe z tych procesów technologicznych, generować dodatkową ilość energii elektrycznej, poprawiając w ten sposób bilans nie tylko samego procesu, ale też całego zakładu produkcyjnego, jak i kraju. Układy ORC, poza energią odpadową, równie dobrze mogą być zasilane energią cieplną pochodzącą ze źródeł odnawialnych, takich jak energia geotermalna.

Ten dość obszerny opis różnych aspektów związanych z gospodarką energetyczną w pełni potwierdza celowość podjęcia tematyki związanej z układami pozwalającymi na realizację procesu konwersji nisko, średniotemperaturowej energii cieplnej, w tym także energii odpadowej na energię elektryczną.

2. Podstawy teoretyczne obiegów ORC

Nazwa niskotemperaturowych obiegów organicznych ORC jest skrótem od anglojęzycznej nazwy układu, która w rozwinięciu jest następująca: „Organic Rankine Cycle”. W dosłownym tłumaczeniu oznacza to organiczny obieg Rankine’a. Siłownia działająca z obiegiem ORC jest to siłownia, w której realizowany jest obieg Clausiusa-Rankine’a z substancją roboczą inną niż woda. Z punktu widzenia przemian realizowanych w obiegu ORC, przemiany te są takie same jak przemiany realizowane w klasycznej siłowni parowej z wodą jako czynnikiem obiegowym. Z tego względu w pierwszej kolejności opisano funkcjonowanie klasycznej siłowni parowej, a następnie siłowni z obiegiem ORC. Opis siłowni ORC rozszerzono o krótką analizę rodzajów czynników stosowanych w układach ORC.

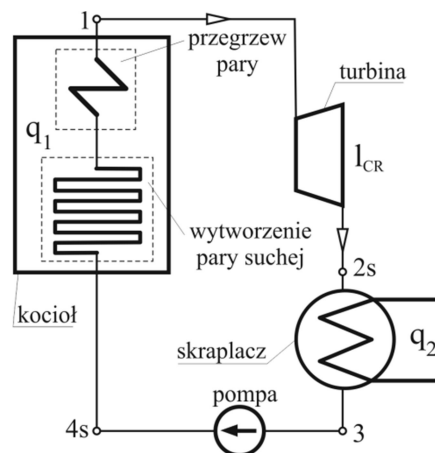
2.1. Obieg Clausiusa-Rankine’a dla klasycznej siłowni parowej z wodą jako czynnikiem obiegowym

Klasyczny układ siłowni parowej z wodą jako czynnikiem obiegowym składa się z kilku podstawowych urządzeń, do których należą: kocioł, turbina, skraplacz oraz pompa obiegowa. Kocioł jest urządzeniem, w którym do czynnika obiegowego siłowni parowej, czyli do wody, doprowadzana jest energia pochodząca ze spalania paliwa, w wyniku czego wytwarzana jest para wodna (najczęściej para przegrzana). Po opuszczeniu kotła para kierowana jest do turbiny parowej. W turbinie zachodzi proces rozprężania pary, w trakcie którego następuje konwersja energii cieplnej pary na energię mechaniczną, która za pośrednictwem wału przekazywana jest do generatora elektrycznego. Para po rozprężeniu w turbinie kierowana jest do skraplacza, czyli do wymiennika ciepła chłodzonego wodą, gdzie dochodzi do skraplania pary wodnej. Następnie skropliny kierowane są do pompy obiegowej, gdzie następuje wzrost ciśnienia wody do wartości odpowiadającej ciśnieniu odparowania. Z pompy skroplona woda przetłaczana jest ponownie do kotła i obieg się zamyka. Bardziej szczegółowe opisy siłowni parowej można znaleźć między innymi w [19-22].

Schemat połączeń podstawowych urządzeń siłowni parowej z obiegiem C-R z wodą jako czynnikiem obiegowym przedstawiono na rysunku 2.1.

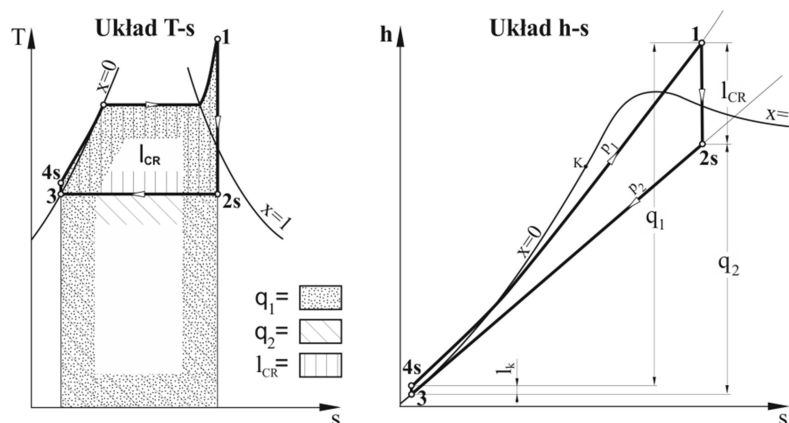
W rzeczywistych układach elektrowni lub elektrociepłowni pracujących według obiegu porównawczego Clausiusa-Rankine’a poza przedstawionymi na schemacie podstawowymi urządzeniami (kocioł, turbina, skraplacz, pompa obiegowa), prawidłowe funkcjonowanie układu możliwe jest dzięki wielu innym urządzeniom pomocniczym. Do urządzeń tych można zaliczyć, między innymi: urządzenia wchodzące w skład układu przygotowania paliwa,

urządzenia podmuchu, urządzenia instalacji oczyszczania spalin, wymienniki ciepła i wiele innych urządzeń.



Rys. 2.1. Uproszczony schemat siłowni parowej z wodą jako czynnikiem obiegowym pracującej według obiegu Clausiusa-Rankine'a

Na rysunku 2.2 przedstawiono wykres przemian termodynamicznych dla siłowni parowej z wodą jako czynnikiem obiegowym pracującej według obiegu Clausiusa-Rankine'a.



Rys. 2.2. Wykres przemian termodynamicznych dla siłowni parowej z wodą jako czynnikiem obiegowym pracującej według obiegu Clausiusa-Rankine'a

Zgodnie z obiegiem termodynamicznym przedstawionym na rysunku 2.2, czynnik obiegowy w postaci wody podlega czterem przemianom termodynamicznym. Poszczególne przemiany przedstawione na wykresach T-s (temperatura-entropia właściwa) i h-s (entalpia właściwa-entropia właściwa) są następujące (rysunek 2.2):

- 1-2s – izentropowe rozprężanie pary wodnej w turbinie,
- 2s-3 – skraplanie pary wodnej w skraplaczu (proces izotermiczno-izobaryczny),
- 3-4s – izentropowy wzrost ciśnienia wody w pompie;
- 4s-1 – proces izobarycznego doprowadzania ciepła do czynnika obiegowego w kotle.

Ocena efektywności pracy obiegu parowego sprowadza się do określenie mocy obiegu N_{C-R} oraz sprawności termicznej η_t .

Moc generowana w turbinie obiegu parowego obliczana jest jako iloczyn strumienia pary \dot{m}_p i spadku entalpii właściwej tej pary w turbinie. Można to zapisać następującą zależnością:

$$N_{tur} = \dot{m}_p (h_1 - h_{2s}) . \quad (2.1)$$

Moc potrzebną do przepompowania wody w pompie można obliczyć następująco:

$$N_{pom} = \dot{m}_p (h_{4s} - h_3) . \quad (2.2)$$

Moc obiegu Clausiusa-Rankine'a określana jest jako różnica mocy generowanej w turbinie i mocy pobieranej przez pompę, co można zapisać następująco:

$$N_{C-R} = N_{tur} - N_{pom} . \quad (2.3)$$

W przypadku obiegów C-R z wodą jako czynnikiem obiegowym, z uwagi na to, że moc turbiny jest dużo większa od mocy potrzebnej do napędu pompy obiegowej, można przy obliczaniu mocy obiegu pominąć wielkość mocy pompowania [19]. Przy takim założeniu moc obiegu jest równa mocy turbiny:

$$N_{C-R} = N_{tur} . \quad (2.4)$$

Sprawność termiczna η_t obiegu Clausiusa-Rankine'a jest to stosunek mocy obiegu do strumienia ciepła doprowadzonego do czynnika obiegowego. Zależność tę, z uwzględnieniem mocy pobieranej przez pompę, można zapisać następująco:

$$\eta_t = \frac{N_{CR}}{\dot{Q}_d} = \frac{\dot{m}_p (h_1 - h_{2s}) - \dot{m}_p (h_{4s} - h_3)}{\dot{m}_p (h_1 - h_{4s})} = \frac{h_1 - h_{2s} - h_{4s} + h_3}{h_1 - h_{4s}} , \quad (2.5)$$

natomiast pomijając moc pompowania zależność (2.5) przyjmuje następująca postać:

$$\eta_t = \frac{N_{CR}}{\dot{Q}_d} = \frac{\dot{m}_p (h_1 - h_{2s})}{\dot{m}_p (h_1 - h_3)} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_3} . \quad (2.6)$$

Ocena efektywności pracy elektrowni, w której realizowany jest obieg C-R, sprowadza się do wyznaczenia mocy elektrycznej generowanej w układzie. Chcąc wyznaczyć moc elektryczną generowaną przez układ, należy uwzględnić sprawność wewnętrzną turbiny η_{it} ,

sprawność mechaniczną turbiny η_{mt} oraz sprawność generatora η_g . Zatem moc elektryczną można wyznaczyć z następującej zależności:

$$N_{el} = \eta_{it}\eta_{mt}\eta_g N_{C-R}. \quad (2.7)$$

Sprawność produkcji energii elektrycznej generowanej w elektrowni cieplnej określono jako stosunek mocy elektrycznej do strumienia energii doprowadzanego do układu. Strumień tej energii wynika ze strumienia paliwa \dot{m}_{pal} spalane w kotle i wartości opałowej tego paliwa W_d . Zależność na sprawności elektryczną można zapisać następująco:

$$\eta_{el} = \frac{N_{el}}{\dot{E}_d} = \frac{N_{el}}{\dot{m}_{pal} W_d}. \quad (2.8)$$

2.2. Obiegi ORC

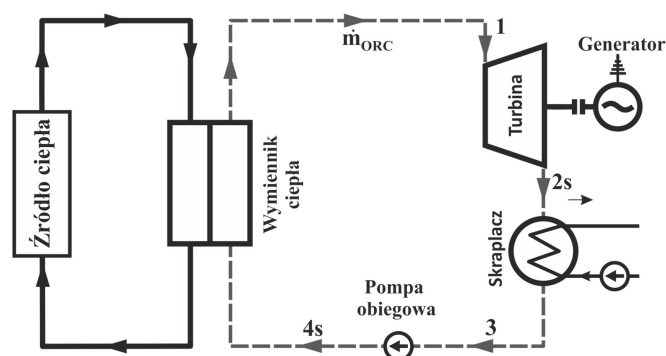
W klasycznych siłowniach z wodą jako czynnikiem obiegowym temperatura pary na dopływie do turbiny w przypadku układów podkrytycznych wynosi około 550 °C, a w układach na parametry nadkrytyczne dochodzi nawet do 620–650°C. Natomiast w przypadku układów ORC temperatura pary doprowadzanej do turbiny jest znacznie niższa i może w przypadku niektórych czynników wynosić zaledwie kilkadziesiąt °C. Uzyskanie tak niskiej temperatury pary na dopływie do turbiny, przy jednoczesnej możliwości realizacji obiegu Clausiusa-Rankine’a, możliwe jest dzięki zastosowaniu odpowiedniej substancji obiegowej, innej niż woda. Krótka charakterystyka możliwych do zastosowania substancji w obiegu ORC przedstawiona została w dalszej części rozdziału.

Z uwagi na właściwości tych substancji obiegowych w układach ORC można dokonać konwersji niskotemperaturowej energii cieplnej na energię mechaniczną, a następnie na energię elektryczną. Zatem w odróżnieniu od klasycznych siłowni parowych z wodą jako czynnikiem obiegowym w siłowniach ORC górne źródło ciepła, z którego doprowadzana jest energia do czynnika układu ORC, może charakteryzować się średnią lub niską temperaturą. To pozwala na wykorzystanie wielu źródeł energii, takich jak: energia wód geotermalnych, energia słoneczna, czy też różne strumienie energii odpadowej.

Biorąc pod uwagę powyższe, można stwierdzić, że zasadniczo układy ORC od klasycznych siłowni parowych różni zakres temperatur realizacji przemian w obiegu (zwłaszcza dotyczy to średniej temperatury doprowadzania ciepła) oraz to, że w klasycznych elektrowniach parowych energia do układu doprowadzana jest w kotle, w którym spalane jest paliwo,

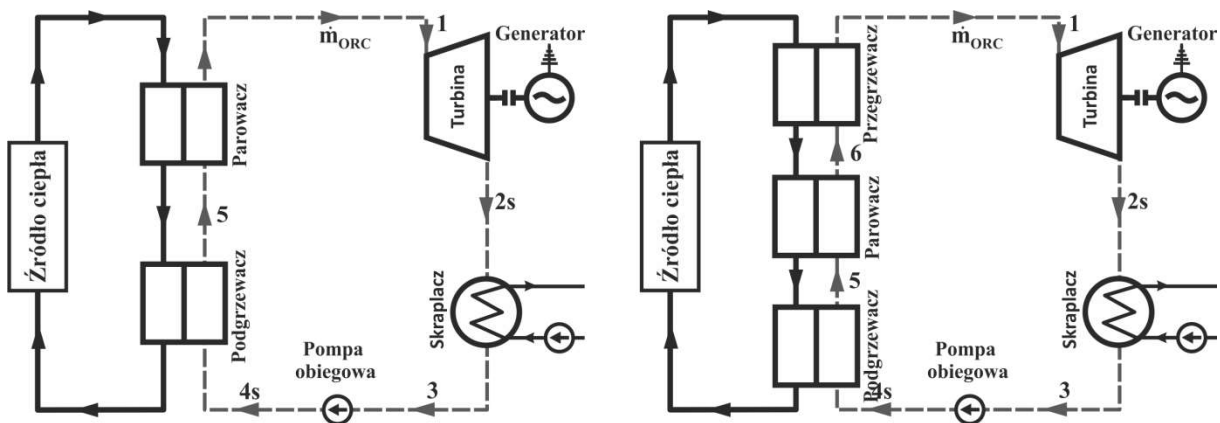
natomiast w układach ORC energia doprowadzana jest w wymienniku lub wymiennikach ciepła. Różnice w sposobie doprowadzanie ciepła do tych układów powodują też, że w przypadku układów ORC poza urządzeniami podstawowymi nie ma praktycznie dodatkowych urządzeń pomocniczych, tak jak ma to miejsce w przypadku klasycznych siłowni parowych.

Przykładowe schematy układów ORC przedstawiono na rysunkach 2.3 i 2.4. Przedstawiony na rysunku 2.3 schemat układu ORC jest jego najprostszą formą. W układzie tym ciepło do czynnika roboczego doprowadzane jest w jednym wymienniku ciepła. Czynnik roboczy po podgrzaniu i odparowaniu w tym wymienniku kierowany jest do turbiny, gdzie następuje jego rozprężanie. Po ekspansji w turbinie czynnik roboczy jest skraplany, a następnie za pomocą pompy obiegowej ponownie kierowany do wymiennika ciepła.



Rys. 2.3. Przykładowy schemat układu ORC zasilanego z dowolnego źródła ciepła (np. ciepło odpadowe)

Na rysunku 2.4 przedstawiono bardziej rozbudowane układy ORC. W układach tych proces doprowadzania ciepła do czynnika obiegowego rozbity jest na poszczególne etapy, czyli na podgrzanie, odparowanie i ewentualne przegrzanie. Z tego względu w układzie ORC poza turbogeneratorem, skraplaczem oraz pompą obiegową, pojawiają się dwa lub trzy wymienniki ciepła, w których realizowany jest proces doprowadzania energii do układu.



Rys. 2.4. Przykładowe uproszczone schematy układów ORC z dwoma i trzema wymiennikami ciepła, w których doprowadzane jest ciepło do czynnika obiegowego

W zależności od rodzaju zastosowanego czynnika obiegowego do turbiny układu ORC doprowadzana jest para nasycona sucha lub przegrzana. Zależy to od tego, czy czynnik obiegowy należy do tak zwanych czynników suchych, czy też mokrych. W przypadku czynników mokrych korzystnie jest, gdy do turbiny doprowadzana jest para przegrzana. Zastosowanie przegrzewu umożliwi przeprowadzenie procesu ekspansji w turbinie w obszarze pary przegrzanej, co przekłada się na uzyskanie wyższych sprawności wewnętrznych turbiny. W przypadku czynników suchych do turbiny układu ORC można skierować parę nasyconą suchą. Różnice w realizacji przemian wynikające z rodzaju zastosowanego czynnika obiegowego dokładniej wyjaśniono w dalszej części rozdziału, przy opisie suchych i mokrych czynników obiegowych.

Skraplacze układów ORC mogą być podobnie chłodzone jak skraplacze klasycznych siłowni parowych. Chłodzenie to realizowane może być za pomocą wody pobieranej z otoczenia (jezioro, rzeka) lub wody krążącej w zamkniętym obiegu chłodzenia skraplacza. W przypadku zamkniętych obiegów chłodzenia skraplacza w układzie musi znajdować się chłodnia wentylatorowa lub chłodnia kominowa. Przy tym rozwiązaniu chłodzenia trzeba pamiętać o tym, że do zasilania chłodni wentylatorowych potrzebna jest energia elektryczna. Zatem część energii produkowanej przez układ ORC wykorzystywana jest przez układ chłodzenia skraplacza, co niekorzystnie wpływa na efektywność pracy całego układu ORC.

Historia układów ORC jest dość długa. Zgodnie z informacjami przedstawionymi w [23] już w 1826 r. T. Howard prowadził eksperymenty z wykorzystaniem eteru jako czynnika obiegowego. Pierwsze bardziej nowoczesne rozwiązania układów ORC pojawiły się w latach 30-tych XX wieku. Były to niewielkie instalacje zasilane energią słoneczną oraz energią geotermalną. Bardziej dynamiczny rozwój technologii ORC nastąpił w latach 60-tych i 70-tych, kiedy to powstały dwie do dziś dnia funkcjonujące firmy ORMAT i Turboden.

2.3. Czynniki robocze stosowane w obiegach ORC

Czynnik roboczy dowolnego obiegu termodynamicznego to substancja, która umożliwia realizację kolejnych jego przemian w poszczególnych urządzeniach. Z termodynamicznego punktu widzenia w dowolnym obiegu (lewo lub prawobieżnym), dobierając odpowiednio zakres temperaturowy przemian, można praktycznie wykorzystać każdą dostępną substancję (płyn). W rzeczywistych układach tak się jednak nie dzieje, gdyż z punktu widzenia eksploatacji układu, czynnik powinien charakteryzować się wieloma różnymi cechami, nie tylko możliwością realizacji przemian w danym zakresie temperaturowym.

W elektrowniach ciepłych, zarówno węglowych, jak i jądrowych, w których realizowany jest obieg Clausiusa-Rankine'a, powszechnie wykorzystywaną substancją obiegową jest woda. Wynika to nie tylko z odpowiednich własności termodynamicznych wody, ale również z tego, że jest ona łatwo dostępna, stosunkowo tania oraz ma neutralny wpływ na środowisko naturalne.

Woda z uwagi na swoje właściwości nie nadaje się do zastosowania w układach ORC zasilanych niskimi i średniotemperaturowymi źródłami ciepła. Powodem jest to, że w zakresie niskich temperatur (poniżej 100°C) para wodna charakteryzuje się niskim ciśnieniem, którego wartość nie przekracza 0,1MPa. Rozprężanie pary wodnej w turbinie o takich parametrach byłoby nieefektywne, gdyż cały proces rozprężania pary przebiegałby w obszarze pary mokrej, powodując spadek sprawności. Poza tym przy takich parametrach pary przed turbiną w całym układzie panowałoby podciśnienie, co wpływałoby na dodatkowe problemy eksploatacyjne (zapewnienie idealnej szczelności we wszystkich urządzeniach). Z tego względu w układach ORC stosowane są zupełnie inne substancje jako czynniki obiegu. Ogólnie można powiedzieć, że są to czynniki, których właściwości pozwalają na uzyskanie w zakresie niskich temperatur pary o ciśnieniach rzędu kilku MPa.

Czynniki robocze stosowane w układach ORC to zazwyczaj czynniki powszechnie wykorzystywane w układach chłodniczych i klimatyzacyjnych, czyli tak zwane czynniki niskowrzące [24][25]. Pomimo tego dostępne są także czynniki robocze dedykowane do zastosowań w siłowniach ORC. Do czynników tego typu należą między innymi czynniki: R227ea, czy też R245fa. Z analizy historycznych danych dotyczących stosowania różnych czynników w układach ORC wynika, że w pierwszych komercyjnych układach ORC, tj. w latach 60-tych ubiegłego wieku, stosowane były czynniki R11 i R12. Czynniki te to syntetyczne freony: R11 – trichlorofluorometan (CCl_3F), R12 – dichlorodifluorametan (CCl_2F_2). W latach 70-tych pojawiły się czynniki R123, R114, czyli podobnie jak czynniki R11 i R12, należące do grupy związków CFC, czyli chlorofluorowęglowodorów. Czynniki te cechowały się dobrymi właściwościami eksploatacyjnymi tzn. były niepalne, nietoksyczne oraz neutralne dla większości materiałów stosowanych w instalacji, jednakże jak się później okazało, negatywnie wpływały na środowisko naturalne. Oprócz wyżej wymienionych freonów w układach ORC stosowane były także substancje naturalne (węglowodory), takie jak: izobutan, propan. Na chwilę obecną możliwa do zastosowania jest cała gama czynników chłodniczych. Z tego względu poniżej dokonano ich klasyfikacji.

Chłodnicze czynniki robocze, które są także stosowane w układach ORC, można podzielić według różnych kryteriów, np. ze względu na budowę chemiczną, pochodzenie lub

skład. Biorąc pod uwagę budowę cząsteczki czynnika chłodniczego związku te można podzielić na następujące grupy [26]:

- CFC – chlorofluorowęglowodory – czyli związki, w których wszystkie atomy wodoru w cząsteczce zostały zastąpione atomami chloru i fluoru (np. R11, R13),
- HCFC – wodorochlorofluorowęglowodory – czyli związki, w których nie wszystkie atomy wodoru w cząsteczce zostały zastąpione przez atomy chloru i fluoru (np. R22),
- HBFC – wodorobromofluorowęglowodory – czyli związki, w skład których wchodzi także atomy bromu (R22B1),
- HFC – hydrofluorowęglowodory – czyli związki, w których część atomów wodoru została zastąpiona atomami fluoru (np. R134a),
- FC – czyli związki, w których wszystkie atomy wodoru zostały zastąpione atomami fluoru (R218),
- HC – węglowodory nasycone – czyli grupa związków naturalnych (np. izobutan, propan).

To właśnie budowa chemiczna była podstawą wprowadzenia jednolitego systemu nazewnictwa czynników chłodniczych przez Europejską Komisję Międzynarodowego Komitetu Chłodnictwa, który obecnie jest standardem ISO. Powszechnie stosowane jest oznaczenie kodowe czynników chłodniczych w formacie $R\ xyz$, gdzie x , y oraz z są odpowiednimi cyframi określającymi ilości atomów poszczególnych pierwiastków [24].

Przy wyborze czynnika obiegowego ważnym aspektem, na który trzeba zwrócić uwagę, jest jego oddziaływanie na środowisko naturalne. Tak jak wcześniej wspomniano, stosowanie wody jako substancji roboczej w obiegu C-R z punktu widzenia środowiskowego jest całkowicie bezpieczne. Woda jest substancją występującą w środowisku naturalnym, a jej wpływ na to środowisko jest całkowicie neutralny. Stosowanie innych substancji niż woda wywołuje potencjalne negatywne oddziaływanie na środowisko naturalne. Pierwsze wzmianki o negatywnym wpływie freonów na środowisko naturalne pojawiły się w 1974 roku. Wtedy to amerykańscy naukowcy, Sherry Rowland i Mario Molina, ogłosili, że związki chlorofluorowęglowe mogą powodować niszczenie ozonu w stratosferze. To przypuszczenie zostało potwierdzone badaniami prowadzonymi przez: Fermana, Gardinera i Shankilina w roku 1983. Badania te wykazały, że w górnych warstwach atmosfery pod wpływem działania promieniowania ultrafioletowego dochodzi od rozkładu cząsteczek freonów, w wyniku czego uwalniany jest chlor, który niszczy ozon. Odkrycie to zapoczątkowało działania, których ce-

lem było ograniczenie negatywnych skutków oddziaływania związków CFC i HCFC na środowisko naturalne. Przykładem tych działań była Konwencja Wiedeńska dotycząca ochrony warstwy ozonowej oraz przyjęcie w 1987 roku Protokołu montrealskiego [27], określającego harmonogram wycofywania czynników chlorowcopochodnych (Polska jest sygnatariuszem obu tych porozumień).

Aktualnie w Polsce sprawy dotyczące stosowania czynników chłodniczych reguluje ustawa z dnia 15 maja 2015 r. o substancjach zubożających warstwę ozonową oraz o niektórych fluorowanych gazach cieplarnianych [28].

Wpływ danej substancji na środowisko można oszacować na podstawie odpowiednich wskaźników. Poniżej zdefiniowano dwa najczęściej używane wskaźniki oceny ekologicznej związków chemicznych, a mianowicie:

- ODP (z ang. Ozone Depletion Potential) charakteryzujący wpływ danej substancji na szybkość rozkładu ozonu stratosferycznego odniesiony do czynnika R11, dla którego ODP=1;
- GWP (z ang. Global Warming Potential) określający potencjał tworzenia ocieplenia globalnego porównujący wpływ 1 kilograma danego gazu na ocieplenie klimatu w ciągu 100 lat z oddziaływaniem 1 kilograma CO₂, dla którego przyjęto GWP=1 [29].

Analizując zapisy zawarte w aktach prawnych dotyczących stosowania czynników niskowrzących, widać, że dotyczą one w głównej mierze instalacji chłodniczych i klimatyzacyjnych oraz wielu produktów, w których są one wykorzystywane (np. gaśnice, pianki poliuretanowe itp.). Jak na razie siłownie ORC, w których jako czynniki obiegowe również wykorzystywane są te same substancje, nie są objęte tymi przepisami.

Z uwagi na to, że czas eksploatacji siłowni ORC powinien wynosić około 20 lat, należy bardzo starannie dobierać czynnik obiegowy pod względem jego właściwości oraz starać się przewidywać konsekwencje jego stosowania (zwłaszcza pod względem środowiskowym). Z drugiej strony projektując układ ORC, musimy zapewnić 100% szczelność układu i ograniczyć do minimum ryzyko wycieku substancji, więc ewentualne ubytki substancji mogą być spowodowane sytuacjami awaryjnymi.

W tabeli 2.1 zestawiono wartości parametrów krytycznych (temperatura, ciśnienie) oraz wartości podstawowych wskaźników ekologicznych ODP i GWP. Zestawienia dokonano, szeregując czynniki wraz z rosnącą temperaturą punktu krytycznego.

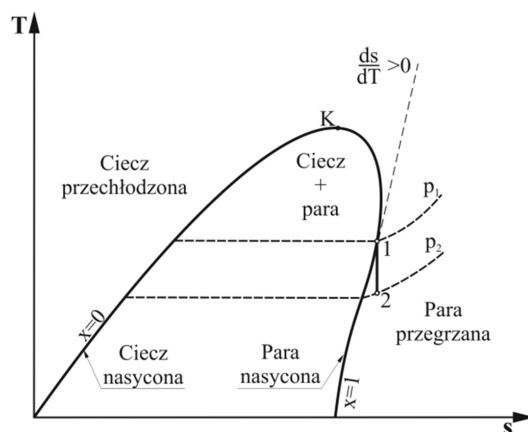
Tabela 2.1. Parametry krytyczne, wartości wskaźników ODP i GWP oraz niektóre własności eksploatacyjne wybranych czynników [24], [29–33]

Nr	Czynnik	T _{kr}	p _{kr}	ODP	GWP	Palność / wybuchowość
		°C	MPa	–	–	
1	R125	66,0	3,62	0	3400	niepalny
2	R218	72,0	2,67	0	8830	niepalny
3	R143a	72,7	3,76	0	4300	Skrajnie łatwopalny
4	R32	78,1	5,78	0	650	łatwopalny
5	Propylen	92,4	4,66	0	b.d.	Skrajnie łatwopalny / wybuchowy
6	R1234yf	94,7	3,38	b.d.	4	skrajnie łatwopalny, wybuchowy w mieszaninie z powietrzem
7	R22	96,1	4,99	0,05	1700	niepalny
8	Propan	96,7	4,25	0	3	łatwopalny / wybuchowy
9	R134a	101,1	4,06	0	1300	niepalny
10	R227ea	101,7	2,93	0	3220	niepalny
11	R1234ze	109,4	3,64	b.d.	7	niepalny
12	R12	112,0	4,14	1	2400	niepalny
13	R152a	113,3	4,52	0	120	palny
14	RC318	115,2	2,78	b.d.	b.d.	niepalny
15	R124	122,3	3,62	0,02	620	niepalny
16	R236fa	124,9	3,20	0	9400	niepalny
17	Cyklopropan	125,2	5,58	0	b.d.	Skrajnie łatwopalny
18	Izobutan	134,7	3,64	0	4	skrajnie łatwopalny, wybuchowy w mieszaninie z powietrzem
19	R236ea	139,3	3,50	0	1200–1370	brak danych
20	Izobuten	144,9	4,01	0	b.d.	skrajnie łatwopalny
21	R114	145,7	3,26	1	3,9	niepalny
22	R245fa	154,1	3,64	0	950	niepalny
23	R245ca	174,4	3,93	0	640	brak danych
24	R123	183,7	3,66	0,02	77	niepalny
25	Izopentan	187,2	3,38	0	b.d.	skrajnie łatwopalny, skrajnie lotny, wybuchowy w mieszaninie z powietrzem, wrażliwy na wyładowania elektrostatyczne
26	Pentan	196,6	3,37	0	b.d.	wysoce łatwopalny, wybuchowy w mieszaninie z powietrzem
27	Metanol	239,5	8,10	0	b.d.	Skrajnie łatwopalny / wybuchowy w mieszaninie z powietrzem
28	MM	245,6	1,94	b.d.	b.d.	palny
29	Cykloheksan	280,5	4,08	0	b.d.	wysoce łatwopalny, wybuchowy w mieszaninie z powietrzem
30	Benzen	288,9	4,89	0	b.d.	wysoce łatwopalny
31	MDM	290,9	1,42	*	*	wysoce łatwopalny
32	Toluen	318,6	4,13	0	*	wysoce łatwopalny, wybuchowy w mieszaninie z powietrzem
33	Dekan	344,6	2,10	0	*	palny w 0,8 – 5,6%obj mieszaninie z powietrzem

Biorąc pod uwagę możliwość zastosowania w obiegu siłowni parowej różnych czynników, należy w szczególności brać pod uwagę właściwości cieplne oraz fizyczne, takie jak: położenie punktu potrójnego oraz parametry punktu krytycznego, zakres ciśnień roboczych, entalpię podgrzewania, entalpię parowania, entalpię przegrzania, ciepła właściwe: pary i cieczy, objętość właściwą pary, przewodzenie ciepła, lepkość, napięcie powierzchniowe. Poza tymi własnościami bardzo ważne są także właściwości eksploatacyjne oraz fizjologiczne.

Ważnym podziałem z eksploatacyjnego punktu widzenia jest podział czynników na czynniki suche, mokre oraz izentropowe. To, do jakiej grupy zaliczany jest dany czynnik, zależy od przebiegu krzywej nasycenia pary $x=1$. Ze względu na kształt tej krzywej nasycenia wszystkie czynniki niskowrzące można podzielić na trzy wcześniej podane grupy [34][35].

Pierwsza grupa czynników, to tak zwane czynniki suche. Przykładowy kształt krzywych nasycenia dla czynnika suchego przedstawiono na rysunku 2.5 w układzie współrzędnych T-s (temperatura-entropia właściwa).

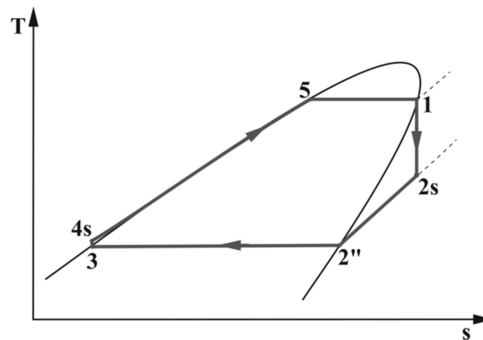


Rys. 2.5. Kształt krzywych nasycenia dla czynnika suchego (układ współrzędnych T-s)

Jak wynika z rysunku 2.5, przebieg krzywych nasycenia dla czynnika suchego jest taki, że izentropowy proces rozprężania pary rozpoczynający się na linii nasycenia $x=1$ przebiega w obszarze pary przegrzanej. Sytuację tę zilustrowano na kolejnym rysunku 2.6, na którym przedstawiony jest wykres przemian w układzie współrzędnych T-s zachodzących w obiegu Clausiusa-Rankine'a z suchym czynnikiem roboczym.

Z wykresu przemian termodynamicznych zachodzących w obiegu Clausiusa-Rankine'a z suchym czynnikiem obiegowym wyraźnie widać, że izentropowa ekspansja zaczynająca się na linii nasycenia pary nasyconej suchej (punkt 1) przebiega w obszarze pary przegrzanej. Konsekwencją takiego stanu rzeczy jest to, że para opuszczająca turbinę jest parą przegrzaną. Ta ma pewien wpływ na funkcjonowanie skraplacza, ponieważ w początkowej jego części

dochodzi do wychłodzenia pary przegrzanej do stanu nasycenia, a dopiero potem dochodzi do skraplania czynnika.

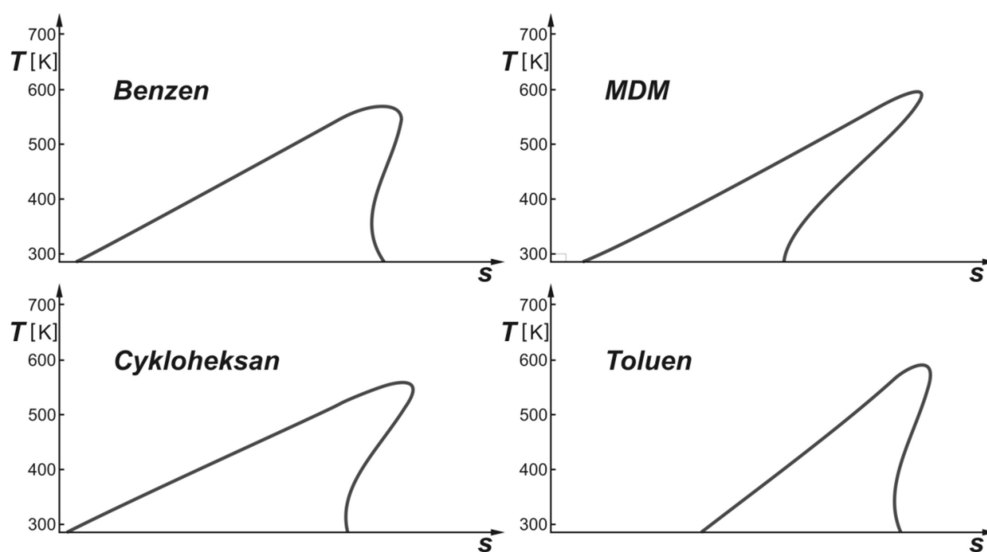


Rys. 2.6. Realizacja obiegu Clausiusa-Rankine'a z suchym czynnikiem obiegowym (układ współrzędnych T-s)

W obiegu Clausiusa-Rankine'a z suchym czynnikiem obiegowym można wyróżnić następujące przemiany (zgodnie z oznaczeniami przedstawionymi na rysunku 2.6):

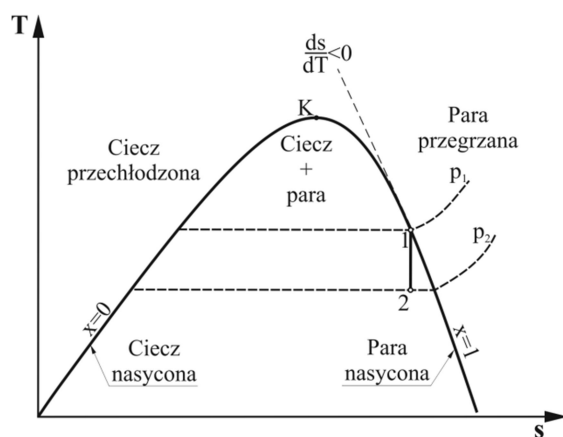
- 1-2s – izentropowa ekspansja pary w turbinie od ciśnienia p_1 do ciśnienia p_2 ,
- 2s3 – proces izobarycznego wyprowadzania ciepła w skraplaczu (można wyróżnić tu dwa etapy: 2s-2'' – wychłodzenie pary przegrzanej, 2''-3 – skroplenie pary),
- 3-4s – proces izentropowego sprężania (pompowania) cieczy czynnika obiegowego,
- 5-1 – proces izobarycznego doprowadzania ciepła do układu (można wyróżnić tu dwa etapy: 4s-5 – podgrzewanie cieczy do stanu nasycenia, 5-1 – odparowanie cieczy).

Na rysunku 2.7 przedstawiono przykładowe przebiegi krzywych nasycenia dla kilku czynników: toluenu, benzenu, cykloheksanu oraz czynnika MDM.



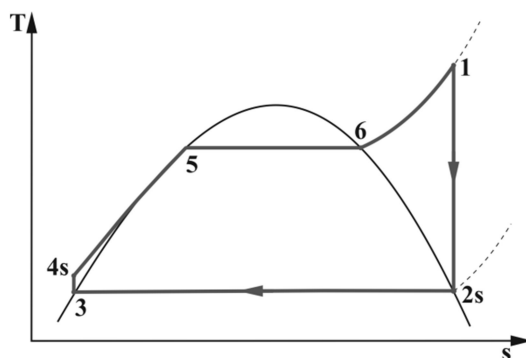
Rys. 2.7. Rzeczywisty kształt krzywych nasycenia dla kilku czynników suchych (układ współrzędnych T-s)), Opracowano na podstawie [36]

Do drugiej grupy czynników zaliczamy te czynniki niskowrzące, dla których przebieg krzywych nasycenia w układzie współrzędnych T-s wygląda tak, jak przedstawiono to na rysunku 2.8.



Rys. 2.8. Kształt krzywych nasycenia dla czynnika mokrego (układ współrzędnych T-s)

Na rysunku 2.9 przedstawiono przemiany realizowane w obiegu Clausiusa-Rankine'a z mokrym czynnikiem obiegowym (w układzie współrzędnych temperatura-entropia właściwa).

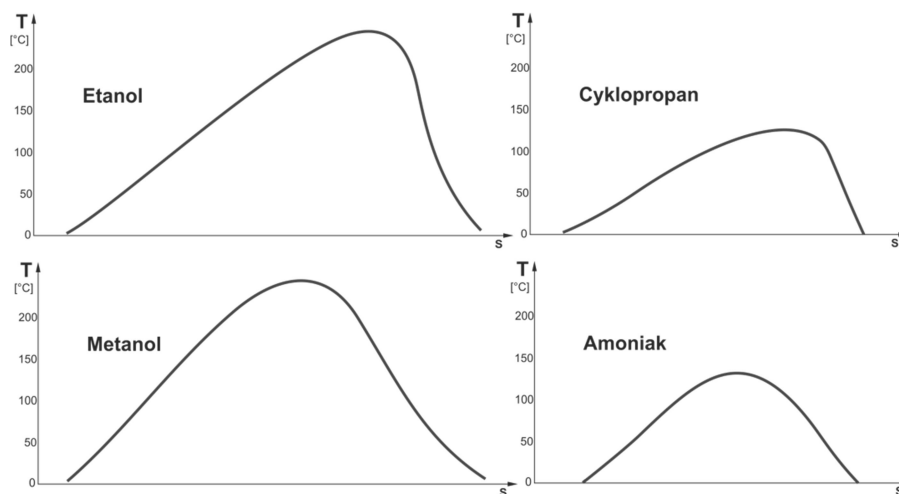


Rys. 2.9. Realizacja obiegu Clausiusa-Rankine'a z mokrym czynnikiem obiegowym (układ współrzędnych T-s)

Z wykresu przemian termodynamicznych zachodzących w obiegu Clausiusa-Rankine'a z mokrym czynnikiem obiegowym wyraźnie widać, iż w celu przeprowadzenia izentropowej ekspansji pary w turbinie w obszarze pary przegrzanej należy podwyższyć parametry pary na dopływie do turbiny, stosując jej przegrzew. Konieczność stosowania przegrzewu wynika z zapewnienia odpowiednio wysokiego stopnia suchości pary na końcu rozprężania w turbinie. Temperaturę przegrzewu pary można tak dobrać, aby koniec rozprężania pary w turbinie zlokalizowany był na krzywej nasycenia $x=1$.

W obiegu Clausiusa-Rankine'a z mokrym czynnikiem obiegowym można wyróżnić następujące przemiany:

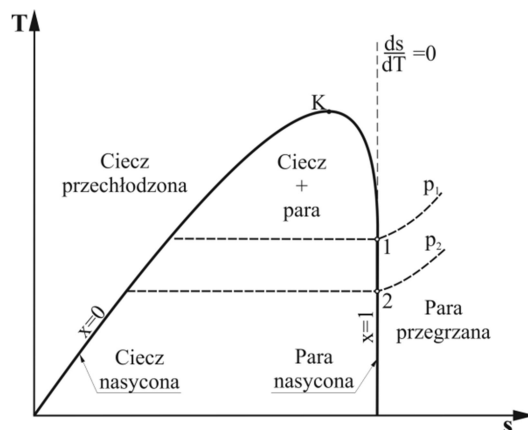
- 1-2s – izentropowa ekspansja pary w turbinie od ciśnienia p_1 do ciśnienia p_2 ,
- 2s-3 – proces izobarycznego wyprowadzania ciepła w skraplaczu (skroplenie pary),
- 3-4s – proces izentropowa sprężania cieczy czynnika obiegowego,
- 4s-1 – proces izobarycznego doprowadzania ciepła do układu (można wyróżnić tu trzy etapy: 4s-5 – podgrzewanie cieczy do stanu nasycenia, 5-6 – odparowanie cieczy, 6-1 – przegrzew pary).



Rys. 2.10. Rzeczywisty kształt krzywych nasycenia dla kilku czynników mokrych (układ współrzędnych T-s)), Opracowano na podstawie [36]

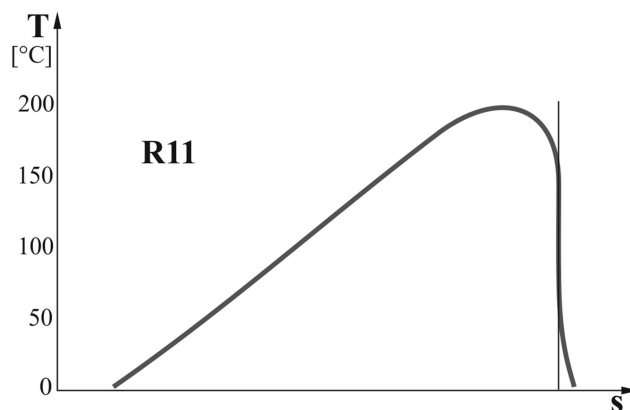
Na rysunku 2.10 przedstawiono dla kilku wybranych czynników mokrych rzeczywiste przebiegi krzywych nasycenia w układzie współrzędnych T-s.

Poza tymi dwoma grupami czynników w literaturze [34][35] wyróżnia się także trzecią grupę czynników. Czynniki te charakteryzują się tym, że wartość stosunku ds/dT dla tych czynników jest w przybliżeniu równa zero. To oznacza, że krzywa nasycenia $x=1$ pokrywa się z linią stałej entropii, co z kolei oznacza, że proces izentropowego rozprężania przebiega po linii nasycenia lub równolegle do niej. Sytuację tę zobrazowano na rysunku 2.11.



Rys. 2.11. Kształt krzywych nasycenia dla czynnika izentropowego (układ współrzędnych T-s)

Do czynników spełniających ten warunek zaliczyć można np. czynnik R11. Rzeczywisty kształt krzywych nasycenia dla czynnika R11, opracowany na podstawie programu RefProp 9.0 [36], przedstawiono na rysunku 2.12.



Rys. 2.12. Rzeczywisty kształt krzywych nasycenia dla czynnika R11 (układ współrzędnych T-s)).
Opracowano na podstawie [36]

Na potwierdzenie tego, że krzywa nasycenia $x=1$ dla czynnika R11 praktycznie pokrywa się z linią stałej entropii, na rysunku 2.12 wprowadzono cienką linię odzwierciedlającą przemianę izentropową. Jak widać z przedstawionego rysunku 2.12 oraz przebiegu linii nasycenia $x=1$ w zakresie temperatur od około 50 do 150°C, linia ta pokrywa się z przemianą izentropową. Poza tym zakresem temperaturowym przebieg linii nasycenia $x=1$ odbiega już od linii stałej entropii właściwej.

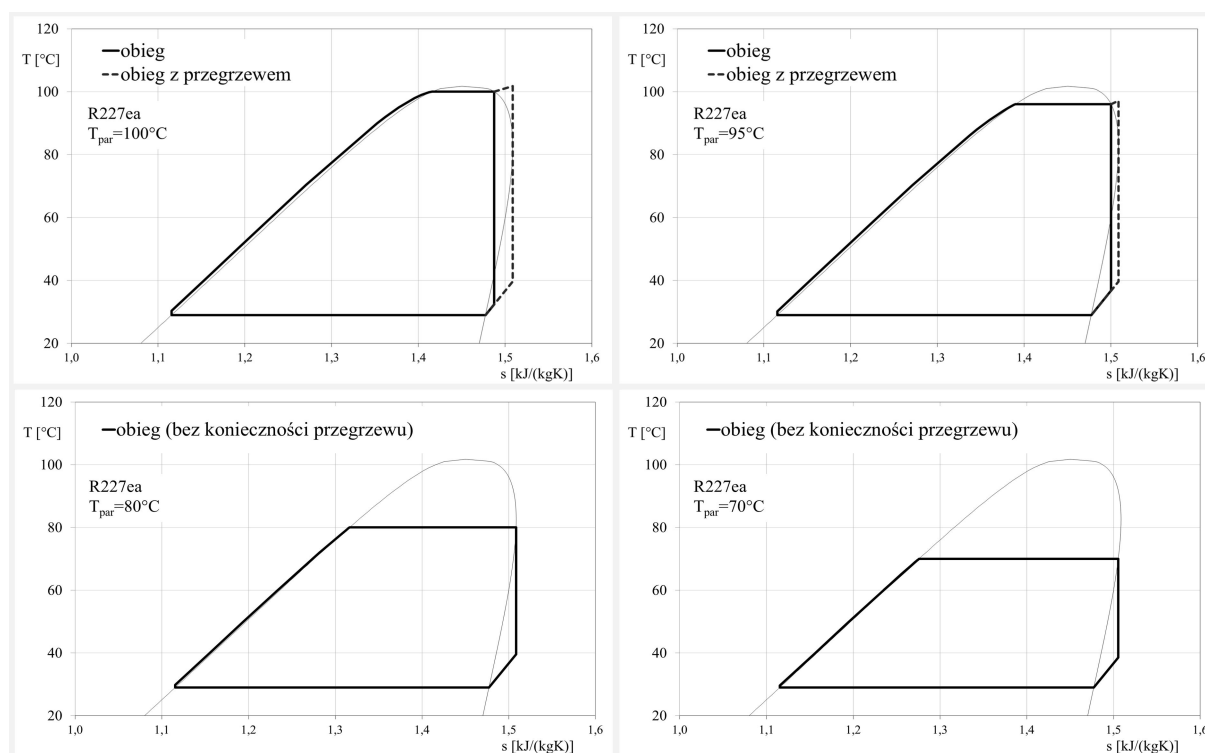
Z przebiegu krzywych nasycenia wynika, że wartość pochodnej ds/dT nie jest stała w całym zakresie temperatury. Praktycznie dla większości czynników ds/dT ma wartość mniejszą od zera w okolicy punktu krytycznego. Zatem oprócz samego przebiegu krzywej nasycenia pary $x=1$, na to czy czynnik jest czynnikiem suchym, czy mokrym decyduje także zakres zmienności temperatury pary rozprężanej w turbinie. W tabeli 2.2 podano kilka przy-

kładów potwierdzających, że zakres temperatur wpływa na znak stosunku ds/dT . Dane te dotyczą czynnika R227ea zostały opracowane w oparciu o bazę czynników RefPROP 9.0 [36].

Tabela 2.2. Wartości $\Delta s/\Delta T$ dla czynnika R227ea przy różnych zakresach temperatur (temperatura parowania, temperatura skraplania)

Temperatura pary na wlocie do turbiny	Temperatura skraplania	ΔT	Entropia właściwa dla T_1 i $x=1$	Entropia właściwa dla $T_3=30^\circ\text{C}$ i $x=1$	$\Delta s/\Delta T$
T_1 [$^\circ\text{C}$]	T_{2s} [$^\circ\text{C}$]	[K]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]	[kJ/kg]
100	30	70	1,4874	1,4780	0,009
90	30	60	1,5068	1,4780	0,029
80	30	50	1,5085	1,4780	0,030
70	30	40	1,5055	1,4780	0,027

W celu lepszego zobrazowania wpływu zakresu temperatury w siłowni ORC z suchym czynnikiem obiegowym na rysunku 2.13 przedstawiono izentropowe przebiegi procesów rozprężania pary nasyconej suchej w turbinie przy różnej temperaturze tej pary i temperaturze skraplania wynoszącej 30°C .



Rys. 2.13. Wpływ temperatury pary nasyconej suchej na izentropowy przebieg procesu rozprężania pary w turbinie

Jak widać, dla wyższych temperatur pary nasyconej suchej proces rozprężania tej pary w przypadku czynników suchych może częściowo przebiegać przez obszar pary nasyconej

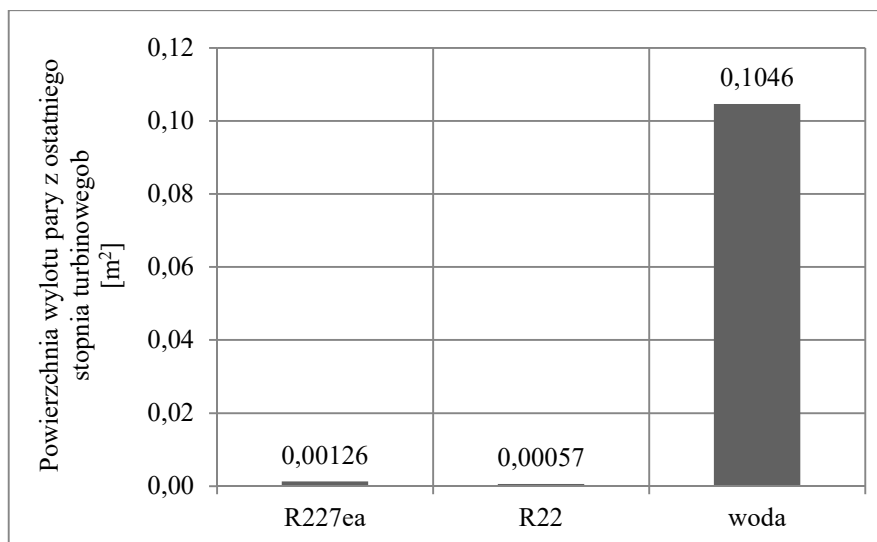
mokrej (czego należy raczej unikać). Natomiast biorąc pod uwagę wartości ds/dT zestawione w tabeli 2.2, widać, że wszystkie są dodatnie. Natomiast z rzeczywistego przebiegu procesu rozprężania wynika coś innego (rysunek 2.13): mianowicie to, że dla temperatury odparowania wynoszącej 100 i 90°C przebieg procesu izentropowego rozprężania przebiega częściowo w obszarze pary mokrej. Zatem w przypadku, gdy temperatura odparowania jest wyższa od temperatury nasycenia odpowiadającej maksymalnej wartości entropii właściwej na linii nasycenia $x=1$, należy do obliczania ds/dT , zamiast entropii właściwej odpowiadającej temperaturze skraplania na linii $x=1$, brać wartość maksymalnej entropii właściwej (dla $x=1$). Maksymalna wartość entropii na linii nasycenia $x=1$ dla czynnika R227ea wynosi $s_{max}=1,5087$ kJ/(kgK). Po tej modyfikacji dane zawarte w tabeli 2.2 są następujące (tabela 2.3).

Tabela 2.3. Wartości $\Delta s/\Delta T$ dla czynnika R227ea przy różnych zakresach temperaturowych (temperatura parowania, temperatura skraplania) z uwzględnieniem s_{max}

Temperatura pary na wlocie do turbiny	Temperatura skraplania	ΔT	Entropia właściwa dla T_1 i $x=1$	Entropia właściwa dla $T_3=30^\circ\text{C}$ i $x=1$	$\Delta s/\Delta T$
T_1 [$^\circ\text{C}$]	T_{2s} [$^\circ\text{C}$]	[K]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]	[kJ/kg]
100	30	70	1,4874	1,5087	-0,00030
90	30	60	1,5068	1,5087	-0,00003
80	30	50	1,5085	1,4780	0,00061
70	30	40	1,5055	1,4780	0,00069

Jak widać z danych zestawionych tabeli 2.3, dopiero uwzględnienie w obliczaniu $ds./dT$ entropii właściwej s_{max} daje wyniki pokrywające się przebiegami izentropowych procesów rozprężania przedstawionych na rysunku 2.13.

Pewne własności czynników wpływają bezpośrednio na poszczególne urządzenia układu. Przykładowo wielkość turbiny zależy od objętości właściwej pary wylotowej (objętości właściwej pary na końcu procesu rozprężania). Na rysunku 2.14 przedstawiono wpływ rodzaju czynnika na powierzchnię A wylotową ostatniego stopnia turbiny przy założeniu, że parametry górnego i dolnego źródła ciepła są jednakowe [37] (porównanie to dotyczy czynników R227ea, R22 i wody). Z porównania tego wynika, że wielkość turbiny (jej gabaryty) w przypadku czynników R227ea oraz R22 będą znacznie mniejsze niż dla wody.



Rys. 2.14. Wpływ rodzaju czynnika obiegowego na wielkość powierzchni wylotowej z turbiny [37]

Informacje przedstawione na temat rodzajów czynników obiegowych możliwych do zastosowania w układach ORC oraz ich właściwościach wskazują na to, że wybór czynnika obiegowego jest dość istotną sprawą i powinien być dokonany na podstawie analizy wielu kryteriów.

Podsumowując powyższe, można powiedzieć, że substancje stosowane w obiegach ORC jako czynniki robocze powinny posiadać odpowiednie właściwości eksploatacyjne, fizjologiczne i fizyczne. Informacje na temat tych właściwości oraz analizy różnych czynników stosowanych w układach ORC można znaleźć między innymi w pracach [38–46]. Jeżeli chodzi o właściwości eksploatacyjne, to dany czynnik powinien być tani i ogólnie dostępny, jak również niestwarzający problemów w czasie jego transportu.

W przypadku właściwości fizjologicznych, biorąc pod uwagę bezpieczeństwo, wskazane jest, aby czynnik posiadał woń oraz był nietoksyczny. Znaczny wpływ na możliwość realizacji obiegu ORC z wykorzystaniem danej substancji roboczej mają jej właściwości fizyczne. Czynnik powinien spełniać następujące warunki:

- temperatura punktu potrójnego powinna być mniejsza do minimalnej temperatury w obiegu,
- w przyjętym zakresie temperaturowym pracy obiegu czynnik powinien być stabilny chemicznie,
- wskazane jest, aby był to czynnik niepalny oraz pozbawiony wybuchowości,
- powinien mieć zerową wartość wskaźnika ODP i niską wartości GWP,
- powinien być neutralny dla elementów instalacji,

- czynnik powinien mieć wysoką wartość współczynnika przejmowania ciepła, lepkość powinna być mała (mniejsze spadki ciśnienia w układzie),
- ciśnienie w skraplaczu powinno być wyższe od atmosferycznego (uniemożliwi to dopływ powietrza i wilgoci do wnętrza układu),
- objętość właściwa pary opuszczającej turbinę oraz czynnika w stanie ciekłym powinna być mała (małe wymiary pompy i turbiny).

3. Stan wiedzy o układach ORC

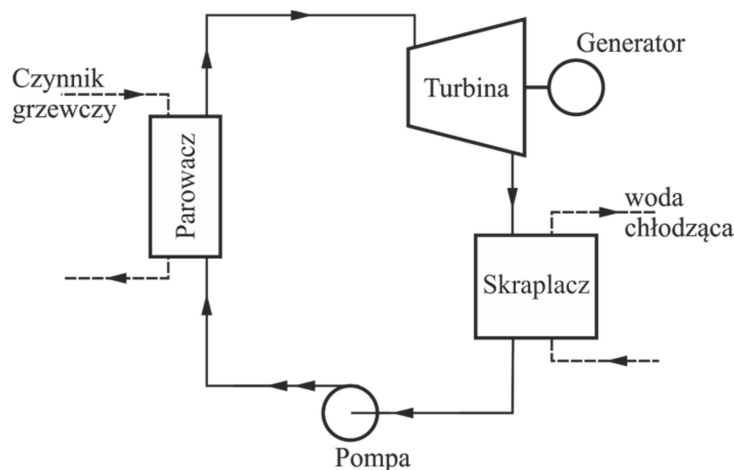
Ten rozdział monografii zawiera przegląd literatury związanej z układami ORC. W przeglądzie tym uwzględniono różne rozwiązania stosowane w tych układach, takie jak: obiegi podkrytyczne, nadkrytyczne, z regeneracją ciepła, bez regeneracji, jak również uwzględniono różne źródła ciepła, z których doprowadzana jest energia do układu ORC.

3.1. Układy ORC – przegląd wybranych wyników badań różnych konfiguracji układu

Tematyka badawcza związana z analizą funkcjonowania układów ORC cieszy się coraz większym zainteresowaniem. Świadczy o tym zarówno ilość prac publikowanych z tego zakresu, jak i coraz częściej organizowane konferencje naukowe tematycznie związane z układami ORC.

W poniższym zestawieniu omówiono wybrane konfiguracje obiegów ORC, począwszy od najprostszego podstawowego obiegu ORC po obiegi z rozbudowanymi instalacjami regeneracji ciepła.

Na rysunku 3.1 przedstawiono schemat podstawowego układu ORC składającego się z wymiennika doprowadzającego ciepło do czynnika obiegowego, turbogeneratora skraplacza i pompy obiegowej.

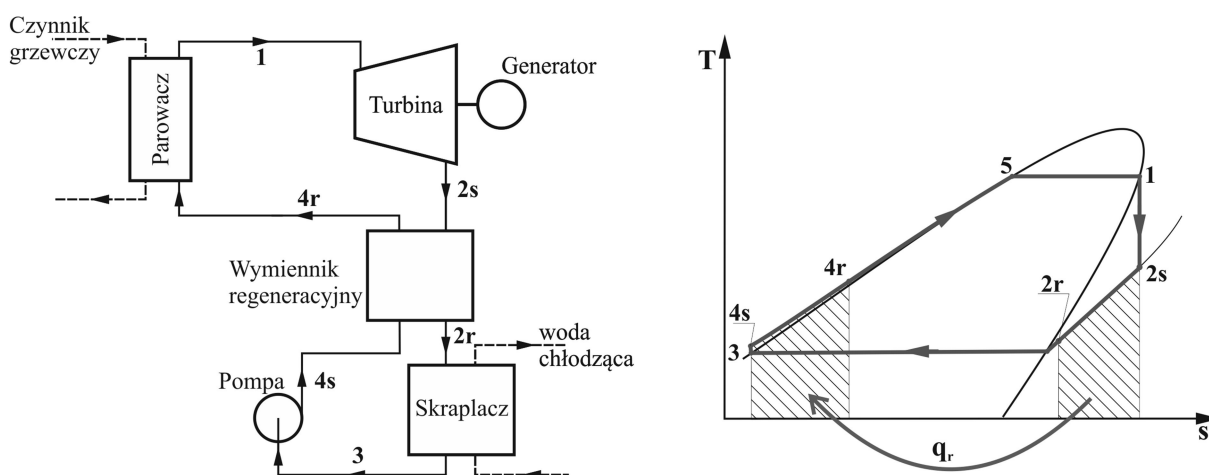


Rys. 3.1. Przykładowy schemat układu ORC zasilanego z dowolnego źródła ciepła (np. ciepło odpadowe)

Wieloparametrowa analiza efektywności pracy podstawowego układu ORC jest podejmowana w wielu artykułach naukowych. Przykładowe prace, w których podejmowane są takie analizy, to między innymi:[35, 45, 47–52]. W tej grupie publikacji wiele opracowań dotyczy wpływu zastosowanego czynnika na efektywność energetyczną obiegu. W wielu pu-

blikacjach analizowany jest również wpływ parametrów samego obiegu, takich jak: temperatura odparowania, temperatura skraplania, czy też temperatura przegrzewu na moc i sprawność osiąganą w układzie.

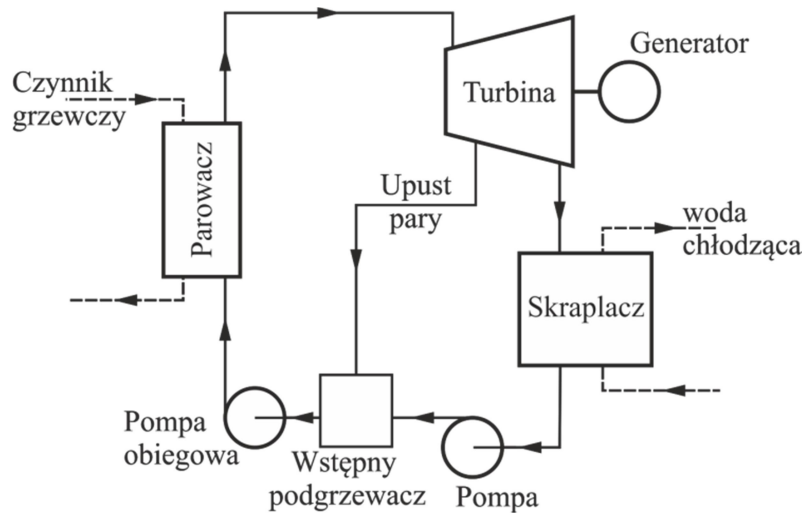
Poza badaniami nad podstawowymi układami ORC w wielu publikacja analizowane są układy z pewnymi modyfikacjami w stosunku do układu podstawowego. Jedną z takich modyfikacji jest wprowadzenie do układu wewnętrznej wymiany ciepła. Zabieg ten polega na wykorzystaniu ciepła pary wylotowej z turbiny do wstępnego podgrzewania cieczy czynnika obiegowego, jednakże rozwiązanie to ogranicza się praktycznie do czynników suchych.



Rys. 3.2. Układ ORC z wewnętrzną wymianą ciepła oraz wykres przemian z zaznaczeniem sposobu przeprowadzenia regeneracji

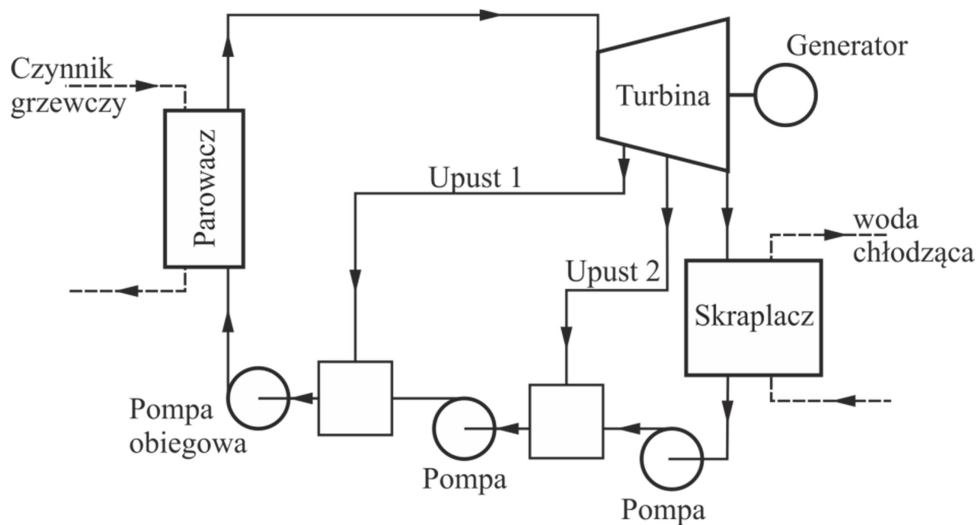
Schemat obiegu ORC z zastosowaniem wewnętrznej wymiany ciepła przedstawiono na rysunku 3.2, na którym pokazano również wykres przemian termodynamicznych czynnika w układzie współrzędnych T-s (temperatura-entropia właściwa). Analiza układów ORC z zastosowaniem tego rozwiązania, czyli wewnętrznej wymiany ciepła, była rozważana między innymi w pracach: [53–57]. Badania te jednoznacznie potwierdzają, że zastosowanie tego zabiegu znacząco podnosi sprawność obiegu.

Dość ciekawym rozwiązaniem jest układ ORC zaproponowany w pracy [58]. W układzie tym autorzy zastosowali regenerację ciepła z wykorzystaniem pary upustowej z turbiny układu ORC. Analiza przeprowadzona została przy założeniu, że czynnikiem obiegowym w układzie ORC jest czynnik R113. Schemat układu z zastosowaniem tego rozwiązania przedstawiono na rysunku 3.3. Autorzy tej pracy wykazali, że zastosowanie takiego rozwiązania poprawia efektywność pracy układu (w porównaniu do układu bez regeneracji), a w szczególności zmniejsza straty egzergii w parowaczu. Podobne analizy były przedmiotem rozważań w pracach [59, 60].



Rys. 3.3. Schemat siłowni ORC z turbiną upustową (para upustowa wykorzystana do regeneracji ciepła), [58]

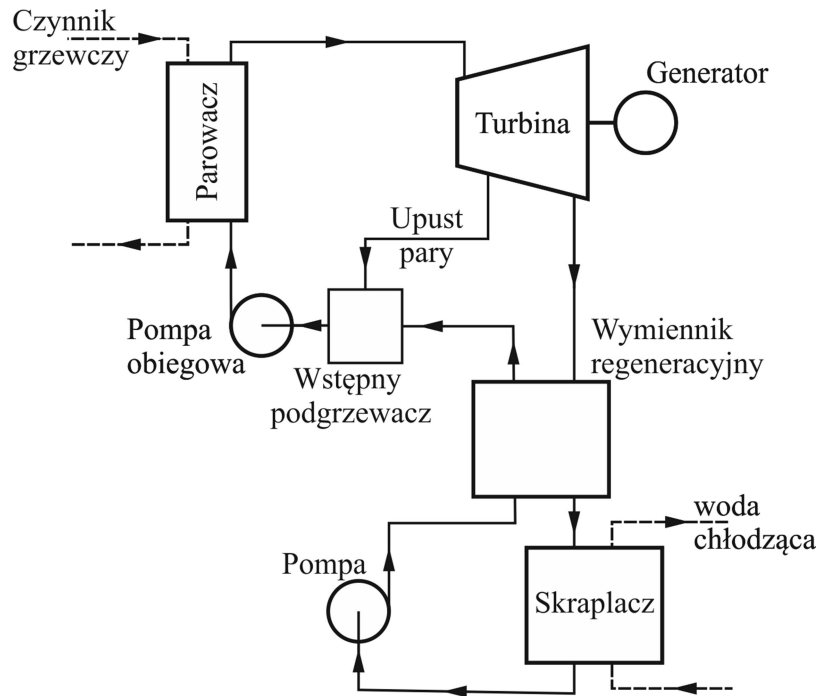
W pracy [60] autorzy poddali analizie układ ORC z dwustopniową regeneracją ciepła za pomocą pary upustowej (z dwóch różnych upustów). Schemat tego rozwiązania przedstawiono na rysunki 3.4. W cytowanej pracy autorzy wykazali, że układ z dwustopniową regeneracją ciepła przy wykorzystaniu pary z upustów turbinowych osiąga wyższą sprawność od układu z jednostopniowym podgrzewem regeneracyjnym oraz od układu bez podgrzewu.



Rys. 3.4. Schemat układu ORC z dwustopniową regeneracją ciepła za pomocą pary upustowej [60]

Podobne zagadnienie związane z realizacją regeneracji ciepła za pomocą pary upustowej, z tą różnicą, że zamiast wymiennika ciepła zaproponowano zastosowanie strumienicy, było przedmiotem teoretycznej analizy przedstawionej w pracy [61]. Autorzy tej pracy udowodnili, że dla pewnych zakresów ciśnienia pary upustowej zastosowanie strumienicy pozwala na zwiększenie efektywności pracy układu ORC w porównaniu z układem podstawowym.

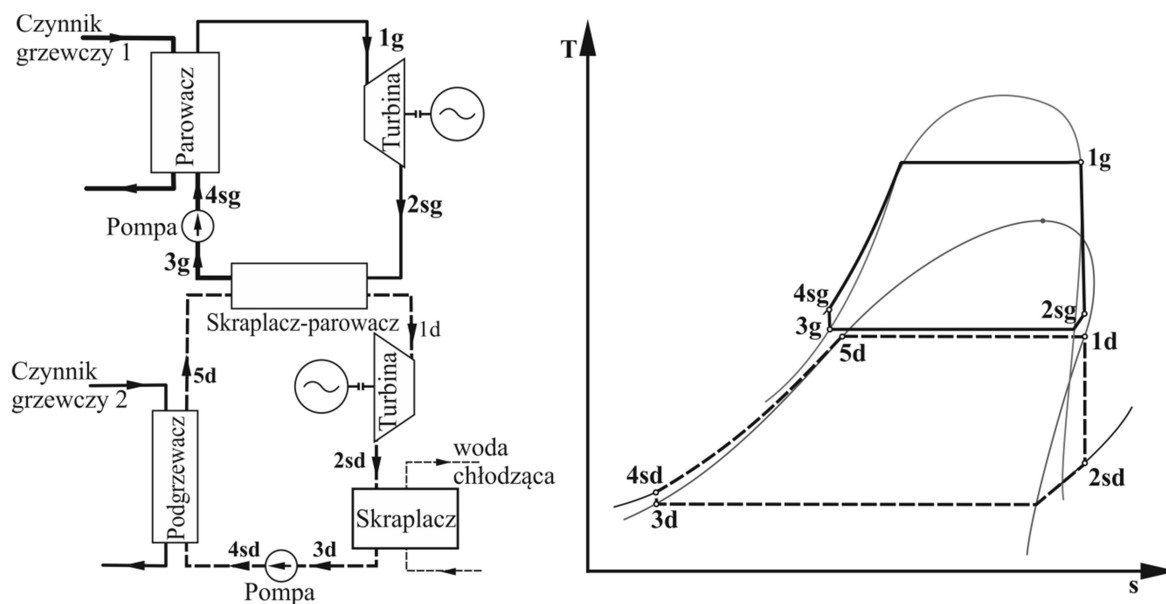
Na rysunku 3.5 poglądowo przedstawiono układ siłowni ORC z jednoczesnym zastosowaniem dwóch sposobów regeneracji ciepła.



Rys. 3.5. Układ ORC z wewnętrzną regeneracją ciepła oraz z wymiennikiem mieszalnikowym [62]

Układ ORC w takiej konfiguracji, czyli z jednoczesnym zastosowaniem dwóch sposobów regeneracji ciepła, był przedmiotem analiz przedstawionych w pracach [61, 62]. Zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 3.5 w pierwszej kolejności skroplony czynnik obiegowy jest wstępnie podgrzewany parą opuszczającą turbinę w wymienniku regeneracyjnym typu rekuperator, a następnie trafia do drugiego, mieszalnikowego wymiennika ciepła, w którym podgrzewany jest parą upustową z turbiny układu ORC.

Kolejnym rozwiązaniem analizowanym w pracach naukowych jest układ siłowni ORC z zastosowaniem dwóch obiegów Clausiusa-Rankine'a z czynnikami organicznymi. Idea tego układu polega na sprzężeniu cieplnym dwóch obiegów za pomocą wymiennika typu skraplacz-parowacz. Przykładowy układ siłowni dwuobiegowej przedstawiono na rysunku 3.6, na którym zamieszczono także wykres przemian zachodzących w obu obiegach tej siłowni.



Rys. 3.6. Układ dwuobiegowej siłowni ORC (siłownia binarna), wykres przemian termodynamicznych

Układy siłowni ORC funkcjonującej według schematu przedstawionego na rysunku 3.6 były przedmiotem wielu analiz, które można odnaleźć między innymi w pracach: [64–74]. W wielu z tych prac autorzy analizowali możliwość zasilania układu ORC z dwóch różnych źródeł ciepła. Sposób takiego zasilania w przypadku siłowni binarnej (dwuobiegowej) jest łatwy do zrealizowania, ponieważ energię z jednego źródła ciepła można skierować do obiegu górnego, a energię z drugiego źródła ciepła do obiegu dolnego.

3.2. Układy ORC – przegląd wybranych wyników badań z podziałem na różne źródła ciepła

W literaturze związanej z układami ORC zauważalny jest dość widoczny podział prac ze względu na rodzaj zastosowanego źródła ciepła. Zgodnie z teorią przedstawioną w drugim rozdziale niniejszej monografii układy ORC mogą być zasilane ciepłem nisko i średniotemperaturowym, co powoduje, że wachlarz możliwości zastosowania różnych źródeł ciepła jest szeroki. Poniżej przedstawione zostały prace dotyczące układów ORC z podziałem na źródła ciepła.

3.2.1. Energia odpadowa

W pierwszej kolejności przedstawiona zostanie charakterystyka wykorzystania tzw. odpadowych źródeł energii. Odpadowe strumienie energii występują w wielu procesach przemysłowych. Strumienie tej energii występują także w trakcie funkcjonowania pojedyn-

czych urządzeń lub niewielkich układów, takich jak: silniki spalinowe, czy też układy turbin gazowych. W pracy [75], autorzy badając energochłonność przemysłu kanadyjskiego, ocenili, że nawet około 70% energii wejściowej może być bezpowrotnie tracona do otoczenia. Energia odpadowa występuje najczęściej w postaci energii cieplnej w postaci strumieni cieczy (woda chłodząca), spalin, pary oraz strumieni gazów procesowych. Strumienie te mogą charakteryzować się temperaturą wynoszącą od 50 do nawet 800°C [75]. Różne sposoby wykorzystania ciepła odpadowego przedstawiono w pracy [76], w której opisano również różne źródła energii odpadowej. Autorzy zaprezentowali także dane statystyczne wskazujące na to, że największa liczba układów, w których realizowany jest proces odzysku energii, dotyczy silników spalinowych.

Dysponując odpowiednimi rozwiązaniami technicznymi, z powodzeniem można przeprowadzić proces konwersji odpadowej energii cieplnej na energię elektryczną. Najczęściej w tym celu wykorzystuje się tak zwany dolny obieg, który zasilany jest ciepłem odpadowym. Rozważania takie były przedmiotem analizy przedstawionej w pracy [77]. Autorzy dokonali oceny porównawczej efektywności pracy obiegu ORC, silnika Stirlinga i odwróconego obiegu Braytona przy założeniu, że są one zasilane z tego samego źródła energii. Przeprowadzona analiza wykazała, że w przypadku odpadowych źródeł energii o temperaturze poniżej 400°C największe przyrosty sprawności elektrycznej uzyskano dla obiegu ORC.

Biorąc pod uwagę tłokowe silniki spalinowe, możliwe do pozyskania są dwa strumienie energii odpadowej. Pierwszy to strumień energii cieplnej spalin, a drugi to strumień energii cieplnej czynnika chłodzącego silnik (najczęściej wody). Analizę układów ORC wykorzystujących ciepło odpadowe pochodzące z silników spalinowych można znaleźć w wielu pracach. Należą do nich między innymi prace:[65, 66, 68, 70, 78, 79, 80–92]. W większości tych prac autorzy rozpatrywali możliwość wykorzystania w układzie ORC ciepła odpadowego z silników Diesla.

Poza silnikami spalinowymi w wielu gałęziach przemysłu wykorzystywane są też turbiny gazowe. Energią odpadową w tego typu układach są spaliny opuszczające turbinę gazową. Spaliny te charakteryzują się dość wysoką temperaturą wahającą się w granicach od 250 do 600°C. Biorąc to pod uwagę, z powodzeniem można wykorzystać energię tych spalin do zasilania dodatkowego obiegu ORC (lub obiegu C-R z wodą jako czynnikiem obiegowym). Spośród prac, w których analizowane są kombinowane układy turbin gazowych i obiegów ORC, można wymienić następujące pozycje:[93–105].

Dodatkowo w literaturze można znaleźć prace dotyczące analizy zastosowania układów ORC w różnych gałęziach przemysłowych. Zgodnie z tym, co przedstawiono w pracy [106],

najbardziej perspektywiczne i zasadne do rozpatrywania ewentualnej aplikacji układu ORC wydają się być cztery gałęzie przemysłu. Chodzi tu o przemysł stalowy, cementownie, huty szkła oraz przemysł petrochemiczny. Informacje na temat możliwości zastosowania układów ORC w wyżej wymienionych procesach produkcyjnych można znaleźć w pracach:

- cementownie, chłodzenie klinkieru itp.: [107–113],
- huty stali: [114–116],
- rafinerie: [117–121],
- huty szkła: [122, 123].

Zastosowanie układów ORC do odzysku ciepła nie ogranicza się tylko do tych czterech branż przemysłowych. W literaturze analizowane są różne możliwości np. zastosowanie układu ORC w procesie produkcji oliwy z oliwek [124], w proces wypalania kawy [125], czy też branży drzewnej do odzysku ciepła w tartakach [126].

W literaturze tematu można znaleźć również publikacje dotyczące zastosowania układów ORC w transporcie. Przykładowo w pracach [82][127] analizowano układ ORC zasilany ciepłem odpadowych z jednostek napędowych statków (transport morski), a w pracach [86] [128] rozważano możliwość funkcjonowania układu ORC w samochodach ciężarowych realizujących transport lądowy na autostradach. Podobne zagadnienie w odniesieniu do samochodów lekkich analizowane było w pracy [129]. Wnioski z tej ostatniej publikacji są takie, że w przypadku transportu miejskiego (niezbyt duże odległości i małe prędkości) zastosowanie układów ORC do odzysku ciepła w samochodach jest bezzasadne, zarówno ekonomicznie, jak i technicznie. Zastosowanie układów ORC ma miejsce również w stacjach sprężarkowych, np. przy rurociągach przesyłowych. Tego typu analizy zastosowania układów ORC można znaleźć w pracach [130–133].

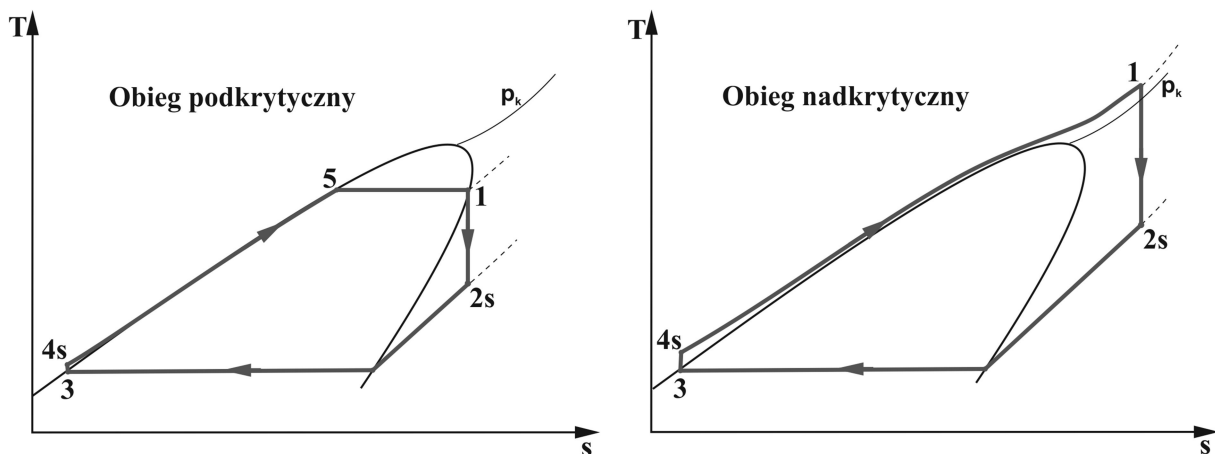
Poza zastosowaniami przemysłowymi układy ORC analizowane są również pod kątem potencjalnych zastosowań w gospodarstwach domowych, co można znaleźć między innymi w pracach [134–138]. Układy ORC, które są analizowane w tych pracach, to układy małej mocy.

3.2.2. Energia odnawialna

Drugimi, dość powszechnie wykorzystywanymi źródłami energii w układach ORC są źródła odnawialne. Z przeglądu literatury tematu wynika, że najczęściej rozpatrywane są źródła geotermalne, energia słoneczna oraz biomasa.

Układy ORC zasilane energią geotermalną, najczęściej w postaci gorących wód wydobywanych z głębi ziemi, były szeroko analizowane w pracach: [139–152].

Dodatkowo, w pracach [153–161] autorzy poddali analizie możliwość konwersji energii geotermalnej w energię elektryczną w układach ORC z nadkrytycznym obiegiem Clausiusa-Rankine’a. Sposób realizacji obiegu ORC na parametry nadkrytyczne praktycznie nie różni się pod względem zastosowanych urządzeń od obiegu na parametry podkrytyczne. Porównanie przemian termodynamicznych zachodzących w obu obiegach (pod i nadkrytycznym) przedstawiono na rysunku 3.7.



Rys. 3.7. Przemiany termodynamiczne czynnika roboczego w układzie siłowni ORC z nadkrytycznym obiegiem Clausiusa-Rankine’a (wykres T-s)

Rzeczą oczywistą jest, że w przypadku obiegów nadkrytycznych nie tylko ciśnienie maksymalne czynnika obiegowego w układzie ORC musi być większe od ciśnienia krytycznego, ale również temperatura maksymalna tego czynnika musi być większa od temperatury krytycznej. Zatem, chcąc zrealizować przemiany w obiegu ORC w warunkach nadkrytycznych, źródło energii, z którego doprowadzane jest ciepło do układu ORC, musi zapewnić uzyskanie odpowiedniej temperatury czynnika w obiegu (chodzi o temperaturę pary na dopływie do turbiny). Z tego wynika, że kluczową sprawą w przypadku nadkrytycznych obiegów ORC zasilanych energią geotermalną jest dobór odpowiedniego czynnika obiegowego o odpowiedniej temperaturze krytycznej.

Drugim odnawialnym źródłem energii, które może być potencjalnie wykorzystane w układach ORC, jest energia słoneczna. Konwersja energii promieniowania słonecznego na użyteczne formy energii (energia cieplna, energia elektryczna) najczęściej odbywa się z wykorzystaniem różnego rodzaju kolektorów słonecznych oraz paneli fotowoltaicznych. W zastosowaniach tego źródła energii odnawialnej do zasilania układów ORC wymagane jest pozyskanie energii cieplnej. Ze względu na sposób realizacji konwersji energii słonecznej na

energię cieplną możemy wyróżnić układy ORC, w których proces ten odbywa się w kolektorach płaskich lub skupiających. Istnieją także rozwiązania z systemem heliostatów i wieżą słoneczną. Układy ORC zasilane energią cieplną pozyskiwaną w płaskich kolektorach słonecznych analizowane są między innymi w pracach: [162–167], natomiast w pracach [168–170] analizowane są układy ORC sprzężone z kolektorami skupiającymi. Porównując te dwa układy, widać, że w przypadku kolektorów skupiających w układzie ORC osiągane są wyższe parametry czynnika obiegowego (temperatura pary na dopływie do turbiny). Wynika to oczywiście z wyższej temperatury czynnika w kolektorach skupiających. Natomiast jeszcze wyższe parametry można osiągnąć w układzie z wieżą słoneczną.

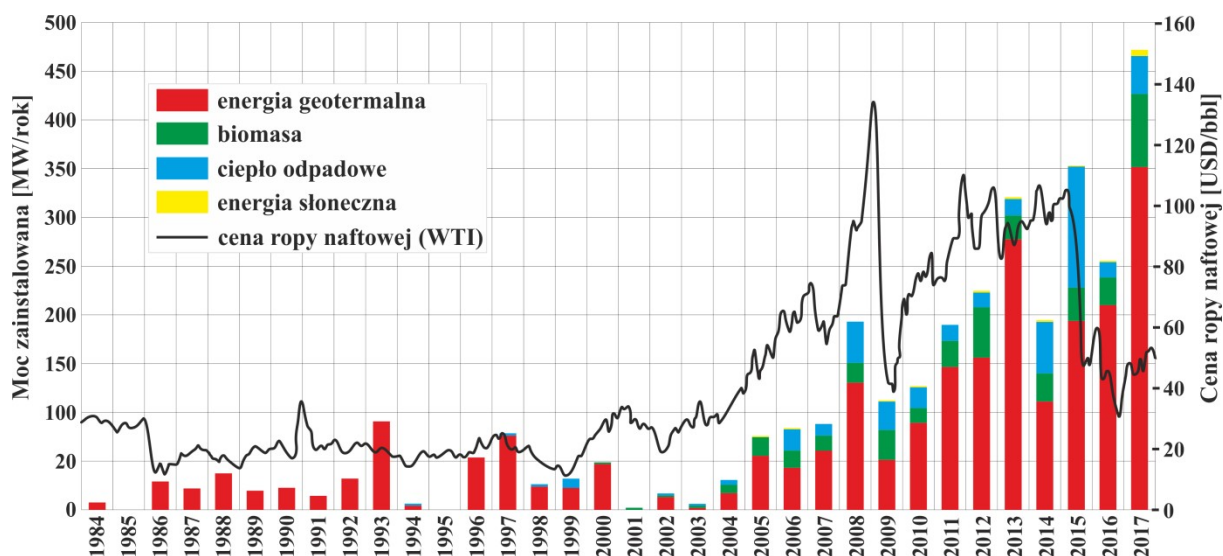
Część zainteresowania naukowców, jak również i przedsiębiorców, czyli potencjalnych inwestorów, skierowana jest na układy kogeneracyjne wykorzystujące jako paliwo biomasę. Przykładowe analizy tego typu układów można znaleźć w pracach: [171–180].

Jak widać z przedstawionych informacji, istnieje wiele różnych możliwości zasilania układów ORC. Wszędzie tam, gdzie są dostępne strumienie energii cieplnej, istnieje możliwość zastosowania układów ORC. Analizując aktualną sytuację, można powiedzieć, że tak się dzieje, ponieważ coraz więcej jednostek ORC jest uruchamianych. W kolejnym podrozdziale w sposób syntetyczny przedstawiono sytuację na rynku układów ORC.

3.3. Moc wytwórcza w zainstalowanych jednostkach ORC

Biorąc pod uwagę, jak rozwija się rynek systemów ORC, można przypuszczać, że ich zastosowanie w przemyśle i przy pozyskiwaniu odnawialnych źródeł energii będzie się zwiększało. Na potwierdzenie tych słów, opierając się na informacjach zawartych w pracy [181], przedstawiono dane statystyczne dotyczące funkcjonujących jednostek ORC.

Rozważania teoretyczne nad układami ORC są prowadzone od kilkadziesiąt lat. Pomimo tego dopiero od kilkunastu lat zaczęła systematycznie wzrastać liczba instalowanych jednostek. Wyraźnie jest to widoczne na wykresie przedstawionym na rysunku 3.8.



Rys. 3.8. Moc oddanych do użytku jednostek ORC (z uwzględnieniem ceny ropy naftowej) [181]

Jak widać z danych przedstawionych tym wykresie (rysunek 3.8), w pierwszych latach XXI wieku zauważalny jest przestój w instalowaniu nowych jednostek ORC. Dopiero począwszy od 2004 roku wielkość instalowanej w ciągu roku mocy w układach ORC systematycznie wzrastała. Ponadto wyraźnie widać, że trend tych zmian jest praktycznie taki sam jak wykres obrazujący zmiany cen ropy naftowej. Wraz z wzrostem tych cen wzrasta także moc zainstalowana w układach ORC. Dodatkowym bodźcem do powstawania nowych układów ORC są też powody, o których szczegółowo napisano w pierwszym rozdziale monografii, czyli między innymi troska o środowisko naturalne, czy też konieczność zwiększenia efektywności energetycznej.

Analiza światowego rynku związanego z układami ORC przeprowadzona przez autorów pracy [181] wskazuje na to, że jest tylko kilka firm zajmujących się projektowaniem i budową tego typu układów (zatem konkurencja jest nieduża). Według zebranych danych na koniec roku 2016 całkowita moc zainstalowana w układach ORC wynosiła około 2701,9 MW w 1754 funkcjonujących układach. Rynek związany z układami ORC jest rynkiem rozwijającym się, z tego powodu liczba firm zajmująca się tymi układami szacowana jest na niewiele ponad 20. W tabeli 3.1 przedstawiono dane dotyczące wybranych firm zajmujących się układami ORC (zestawienia dokonano na podstawie danych z pracy [181]).

Tabela 3.1. Wykaz firm zajmujących się projektowaniem i budową układów ORC [181]

Nazwa firmy	Moc zainstalowana	Udział w mocy całkowitej
	MW	%
ORMAT	1701	62,96
Turboden	363	13,44
Exergy	300	11,10
TAS	143	5,29
General Electric	101	3,74
Kaishan	27,2	1,01
Adoratec	16,4	0,61
Enex	9,3	0,34
Calnetix / CETY	6,3	0,23
GMK	5,3	0,20
Triogen	5,2	0,19
ABB	3,8	0,14
BEP – E-rational	3,6	0,13
Electratherm	3,14	0,12
pozostałe	13,64	0,50

Dokładana analiza wskazuje na to, że światowym liderem w tej dziedzinie jest amerykańska firma ORMAT, której udział w rynku na koniec 2016 roku wynosił około 62,9% (udział ten określono jako procent zainstalowanej mocy w stosunku do mocy całkowitej). Drugą w kolejności, z udziałem na poziomie 13,4%, jest włoska firma Turboden, natomiast trzecią firmą Exergy mającą udział w rynku wynoszący około 11,1%. Uwzględniając jeszcze udział firm TAS, General Electric i Kaishan, który łącznie wynosi około 10%, moc zainstalowana w układach ORC przez pozostałe firmy to niecałe 2,5%. Biorąc pod uwagę te dane, można powiedzieć, że rynek układów ORC zdominowany jest przez firmę ORMAT.

Z danych zamieszczonych w pracy [181] wynika również, że 74,8% energii generowanej w układach ORC pochodzi z układów zasilanych energią geotermalną, 13,9% energią odpadową, a 11% z układów zasilanych biomasą.

4. Doświadczenia Katedry Techniki Ciepłej ZUT w Szczecinie związane z badaniami układów ORC

Niniejszy rozdział można również potraktować jako dalszy ciąg przeglądu literatury. W Katedrze Techniki Ciepłej Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie (wcześniej Politechniki Szczecińskiej) prace nad układami ORC rozpoczęto w latach 2001–2003. Zainteresowanie tym tematem wynikało z wcześniej prowadzonych badań dotyczących wykorzystania zasobów geotermalnych do celów energetycznych. Temperaturowe parametry zasobów geotermalnych dostępnych na terenie Polski pozwalają na wykorzystanie tej energii do celów grzewczych, nie ma możliwości zastosowania elektrowni geotermalnej z wodą jako czynnikiem roboczym w obiegu Clausiusa-Rankine’a. To ograniczenie wynikające z niskiej i średniej temperatury wód geotermalnych wpłynęło na skierowanie zainteresowania w kierunku obiegów Clausiusa-Rankine’a z niskowrzącą substancją organiczną.

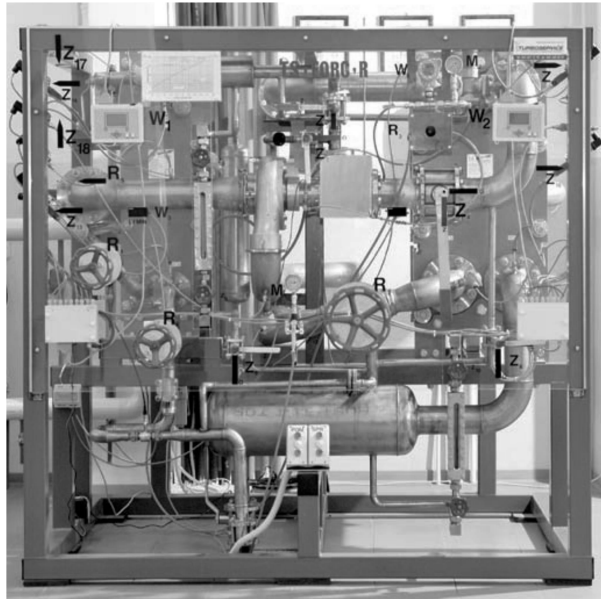
Badania realizowane w KTC ZUT w Szczecinie, których wyniki opublikowano między innymi w pracach [71, 73, 142–149, 179], doprowadziły do powstania dwóch niezależnych układów ORC.

Pod koniec 2008 roku powstał pierwszy doświadczalny układ siłowni ORC na parametry podkrytyczne, z czynnikiem obiegowym R227ea. Zdjęcie układu przedstawiono na rysunku 4.1. Układ ten na zamówienie Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie zaprojektowała i wykonała firma Turboservice Sp. z o.o. przy współpracy z Politechniką Łódzką.

Idea powstania tego układu wynikała z chęci potwierdzenia eksperymentem możliwości wykorzystania wód geotermalnych dostępnych na terenie Polski do generacji energii elektrycznej. Źródłem ciepła w tym układzie była woda dostarczana z sieci ciepłowniczej miasta Szczecin. Temperatura tej wody w zależności od warunków atmosferycznych waha się od 70 do nawet 120°C. Taka charakterystyka źródła ciepła idealnie symuluje wody geotermalne, które mogą być eksploatowane na terenie Polski.

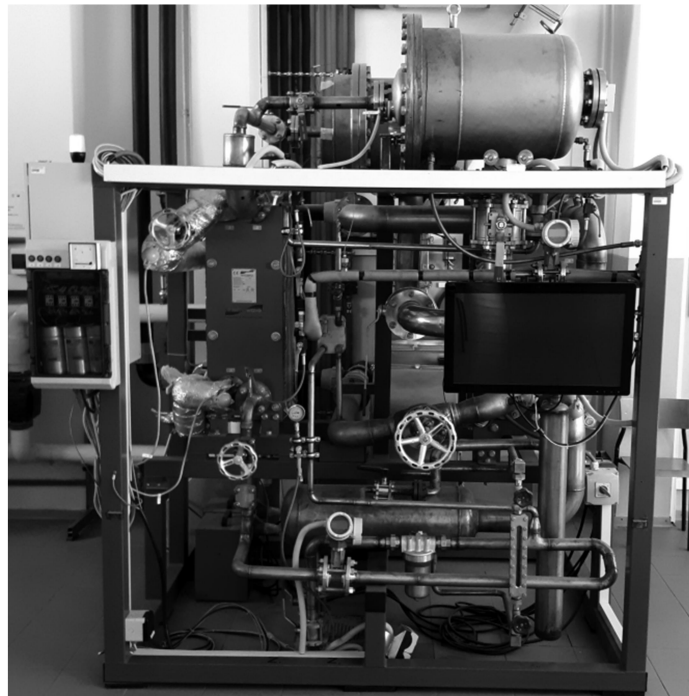
W pierwszym projekcie instalacja ORC wyposażona była w turbinę szybkoobrotową o mocy 22 kW (prędkość nominalna 28 000 obr/min.). W turbinie tej zastosowano łożyska toczne, a uszczelnienie wału zapewniono, wykorzystując rozwiązanie uszczelnienia labiryntowego z dodatkową blokadą gazową (powietrze). Układ ten nie był wyposażony w generator prądu elektrycznego, a moc z turbiny odbierana była przez wirnikową sprężarkę promienio-

wą, w której sprężane było powietrze. Skraplacz układu siłowni ORC chłodzony był wodą w systemie zamkniętym z wykorzystaniem układu chłodni wentylatorowej.



Rys. 4.1. Pierwsza w Polsce demonstracyjna siłownia ORC (rok uruchomienia 2009)

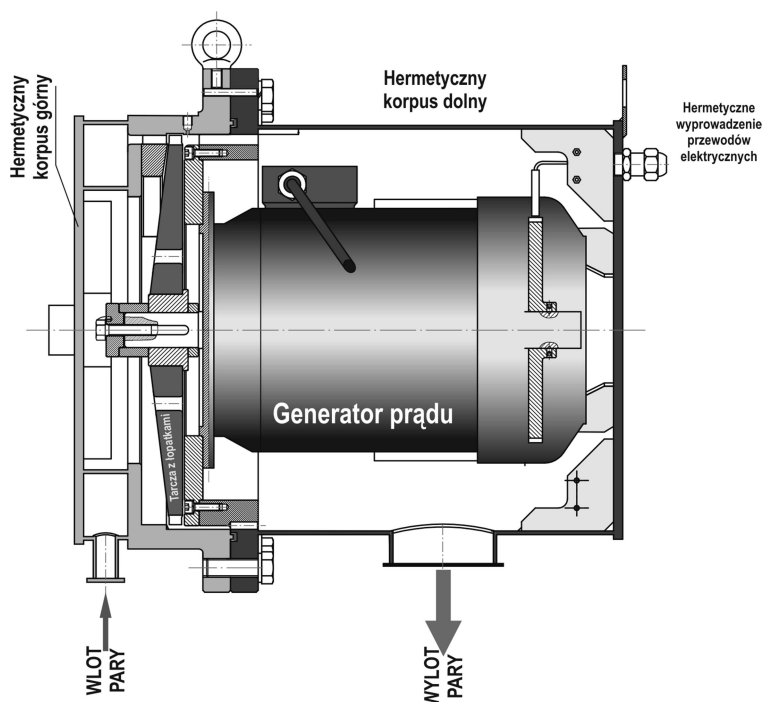
Pierwsze badania eksperymentalne przeprowadzono w 2009 roku. W trakcie tych eksperymentów wyszły na jaw pewne mankamenty zastosowanego rozwiązania. Mianowicie pojawiły się problemy z łożyskowaniem i uszczelnieniem wału przenoszącego moment obrotowy z turbiny na zewnątrz.



Rys. 4.2. Stanowisko badawcze siłowni ORC z turbogeneratorem hermetycznym (fot.:S. Wiśniewski)

Te problemy przyczyniły się do modernizacji układu polegającej na wymianie turbogeneratora. Nowy turbogenerator zaprojektowano na obroty 3000 na minutę, przy czym zastosowano rozwiązanie w postaci generatora hermetycznego. Widoczny on jest na zdjęciu przedstawionym na rysunku 4.2, powyżej konstrukcji nośnej całej siłowni.

Rozwiązanie polegające na zastosowaniu generatora hermetycznego zostało opatentowane [182] (Patent nr PL 227 751 B1). Jest to generator połączony z turbiną w jednej szczelnej obudowie. Czynnikiem chłodzącym generator jest para czynnika obiegowego opuszczająca turbinę. Poglądowo rozwiązanie to przedstawiono na rysunku 4.3. Zastosowanie tego rozwiązania całkowicie wyeliminowało problem nieszczelności turbiny.



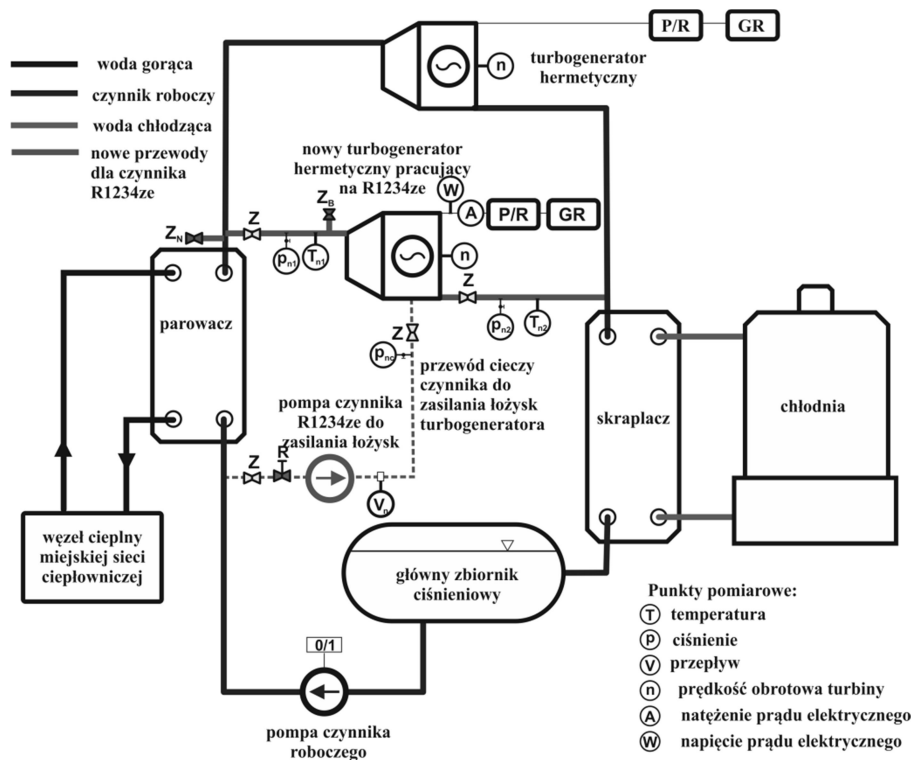
Rys. 4.3. Generator hermetyczny

Kolejne badania realizowane na tym stanowisku dotyczyły zastosowania innego czynnika roboczego, a mianowicie czynnika R1234ze. Zmiana czynnika wynikała z tego, że pierwszy badany czynnik, czyli R227ea, ma wysoki wskaźnik GWP wynoszący 2213, co stwarza potencjalnie większe zagrożenie dla środowiska niż w przypadku czynnika R1234ze, dla którego wartość tego wskaźnika wynosi zaledwie 7.

Jednak jak wykazały badania, moc i sprawność instalacji była większa w przypadku układu z czynnikiem R227ea [183]. Wynika to z tego, że przy zmianie czynnika w układzie ORC z czynnika R227ea na R1234ze dokonano zmiany jedynie turbogeneratora, pozostałe elementy układu, takie jak: pompa oraz wymienniki ciepła pozostały bez zmian.

Na stanowisku tym udało się również przetestować w warunkach rzeczywistych funkcjonowanie łożysk ślizgowych z cieczą smarującą w postaci czynnika realizującego obieg CR. Przeprowadzone badania wykazały, że tak smarowane łożyska działają prawidłowo. Dodatkową korzyścią z takiego rozwiązania jest fakt wyeliminowania potencjalnej możliwości zanieczyszczenia czynnika obiegowego substancją smarującą łożyska.

Aktualnie na stanowisku badawczym są zainstalowane dwa turbogeneratory hermetyczne, jeden zaprojektowany pod czynnik R227ea, a drugi pod czynnik R1234ze. Poglądowy schemat stanowiska przedstawiono na rysunku 4.4.



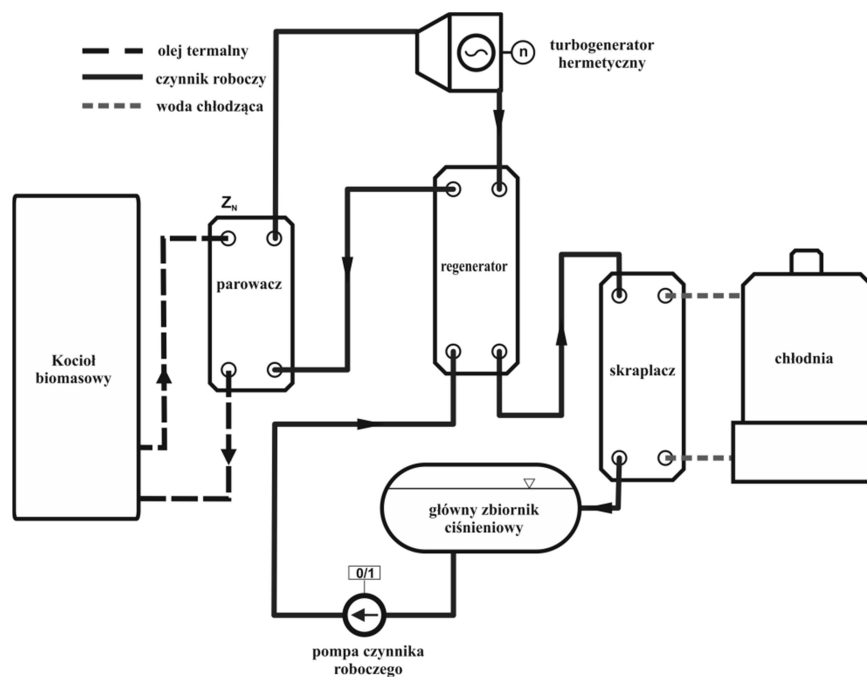
Rys. 4.4. Schemat siłowni ORC na parametry podkrytyczne w Centrum Badawczo-Rozwojowym Siłowni ORC w KTC ZUT w Szczecinie (stan aktualny)

Druga instalacja zbudowana w KTC ZUT w Szczecinie to układ ORC z czynnikiem R227ea na parametry nadkrytyczne. W układzie tym źródłem ciepła jest kocioł biomasowy na paliwo stałe. Energia cieplna z kotła do układu ORC doprowadzana jest za pośrednictwem oleju termalnego. Zdjęcie tej instalacji przedstawiono na rysunku 4.5.



Rys. 4.5. Układ nadkrytycznej siłowni zasilanej z kotła biomasowego (fot.: S. Wiśniewski)

Dodatkowo w układzie tym zastosowano regeneracyjny wymiennik ciepła. Schemat poglądowy drugiej instalacji ORC przedstawiono na rysunku 4.6.



Rys. 4.6. Schemat siłowni ORC na parametry nadkrytyczne w Centrum Badawczo-Rozwojowym Siłowni ORC w KTC ZUT w Szczecinie (stan aktualny)

5. Siłownie ORC z wieloźródłowym zasilaniem

Ten rozdział monografii stanowi jej główną część. Przedstawiona została w nim analiza efektywności pracy siłowni z organicznymi obiegami Clausiusa-Rankine’a zasilanymi z więcej niż jednego źródła ciepła. Większość publikacji związanych z układami ORC, tak jak przedstawiono to w przeglądzie literatury, dotyczyła przypadków, w których układy te zasilane były z jednego źródła ciepła. W literaturze można jednak znaleźć prace, w których analizowane są układy ORC zasilane z dwóch różnych źródeł ciepła. Do takich układów można zaliczyć siłownie binarne, w których dla obiegu górnego źródłem ciepła są spaliny opuszczające silnik tłokowy, a dla obiegu dolnego źródłem ciepła jest woda z układu chłodzenia tego silnika [65–70]. Innym przykładem analizy układów zasilanych z wielu źródeł są układy analizowane w pracy [184].

W niniejszym rozdziale przedstawiona została analiza efektywności pracy siłowni ORC zasilanej z więcej niż jednego źródła ciepła. W analizie uwzględnione zostały cztery warianty wieloobiegowych układów ORC zasilanych różnymi źródłami ciepła. Pierwszy z nich to układ siłowni binarnej sprzężonej cieplnie z jednoobiegowym układem ORC, przy czym w rozpatrywanej siłowni binarnej obiegiem dolnym jest również obieg ORC. Drugi to wieloobiegowy układ siłowni ORC ze zbiorczym kolektorem pary, z którego strumienie pary z wielu obiegów kierowane są do jednej turbiny. Trzeci to układ siłowni binarnej z nadkrytycznym obiegiem górnym i podkrytycznym obiegiem dolnym. Natomiast czwarty układ, któremu poświęcono najwięcej uwagi, to dwuobiegowa siłownia ORC z nowym rozwiązaniem sposobu doprowadzania energii z dwóch źródeł ciepła, jak i nowym sposobem realizacji sprzężenia cieplnego obu obiegów w układzie siłowni ORC.

5.1. Elektrownia binarna sprzężona cieplnie z dodatkowym obiegiem ORC

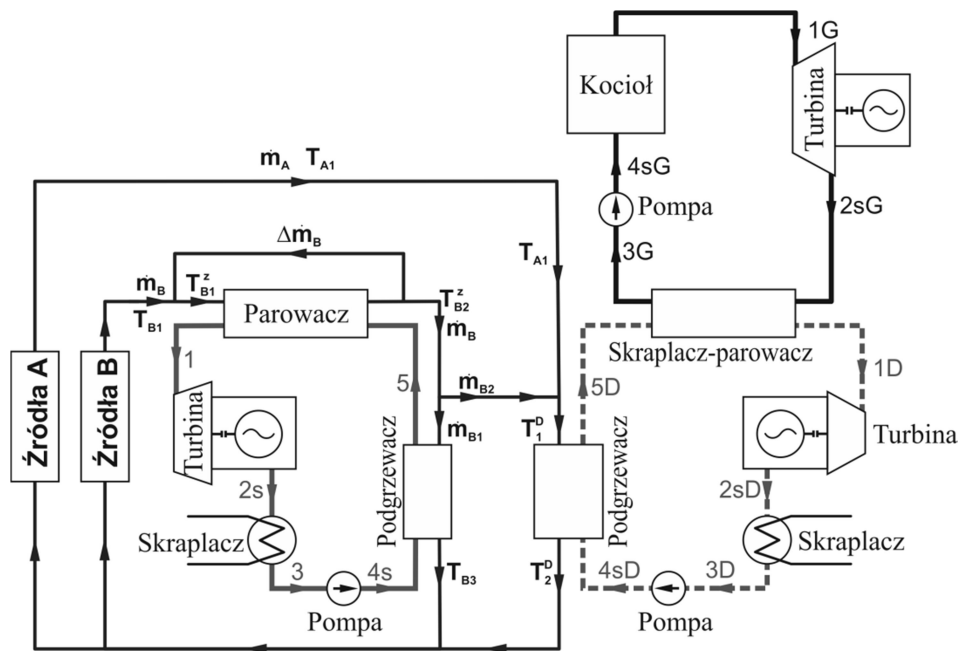
W tym punkcie monografii rozważono sprzężenie cieplne siłowni binarnej z dodatkową siłownią ORC, przy założeniu, że w siłowni binarnej w jej dolnym obiegu czynnikiem roboczym jest organiczny czynnik niskowrzący.

5.1.1. Opis układu

Przedstawiony na rysunku 5.1 schemat instalacji składa się z trzech układów (dwóch obiegów ORC oraz obiegu klasycznego z wodą jako czynnikiem obiegowym). W pierwszym obiegu ORC zastosowano zawracanie nośnika ciepła zza parowacza przed.

Jak wynika z przedstawionego schematu na rysunku 5.1, drugi i trzeci układ są ze sobą sprzężone cieplnie wymiennikiem typu skraplacz-parowacz 3, przez co tworzą one układ siłowni binarnej. Górnym obiegiem tej siłowni binarnej jest obieg parowy, a dolnym obieg ORC. Źródłem ciepła obiegu górnego siłowni binarnej jest kocioł 1, w którym spalane jest paliwo w postaci biomasy lub innego paliwa stałego.

Energetyczną analizę funkcjonowania siłowni hybrydowej można znaleźć również w pracy [185]. W pracy tej przedstawiono analizę tego układu dla czynników izobutan, R236ea, R236fa, RC318 i perfluorobutan jako czynników obiegowych w jednoobiegowej siłowni ORC oraz czynników R227ea, R134a i R161 jako czynników obiegowych w dolnym obiegu siłowni binarnej. Analiza przedstawiona w niniejszym rozdziale monografii dotyczy innych czynników obiegowych oraz została przeprowadzona przy innych założeniach wejściowych.



Rys. 5.1. Schemat elektrowni hybrydowej (obieg ORC połączony z siłownią binarną, z obiegiem dolnym w postaci drugiego obiegu ORC)

Czynnikiem roboczym w tym obiegu jest woda, która jest kierowana do kotła w celu podgrzania, odparowania i przegrzania. Wytworzona para następnie rozprężana jest w turbinie do ciśnienia, dla którego temperatura pary wylotowej jest równa temperaturze T_{A1} nośnika ciepła dostarczanego ze źródła „A”. Po opuszczeniu turbiny para wodna kierowana jest do wymiennika typu skraplacz-parowacz. W wymienniku tym następuje przekazywanie energii cieplnej do czynnika roboczego obiegu dolnego. W wyniku tego procesu para wodna w obiegu górnym ulega skropleniu, a czynnik roboczy w obiegu dolnym odparowuje.

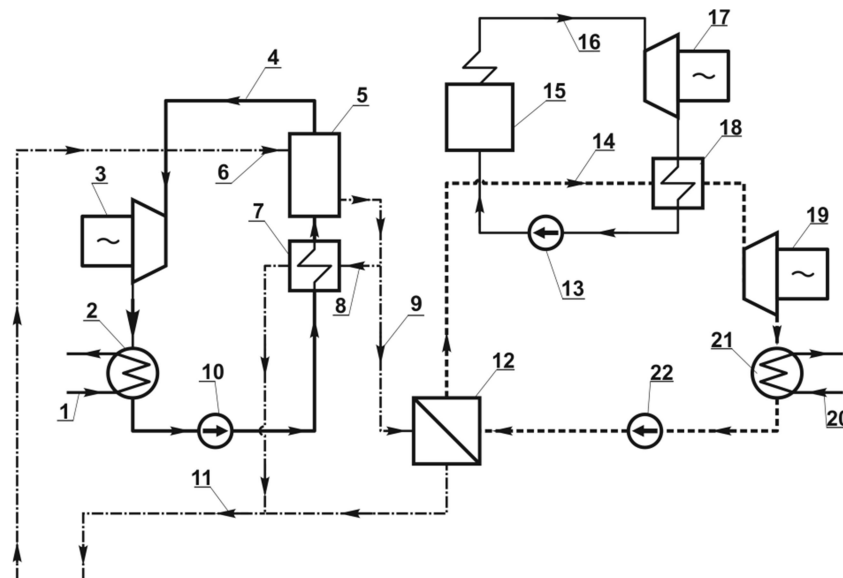
W obiegu dolnym siłowni binarnej para czynnika roboczego kierowana jest do turbogenerato-
ra, gdzie następuje jej rozprężanie. Następnie para czynnik roboczego trafia do skraplacza
obiegu dolnego, gdzie ulega skropleniu. Następnie skroplony czynnik obiegowy za pomocą
pomp przetłaczany jest podgrzewacza obiegu dolnego i dalej ponownie do wymiennika typu
skraplacz-parowacz. Podgrzanie czynnika organicznego w podgrzewaczu obiegu dolnego
wymaga skierowania do niego dwóch strumieni nośników energii. Pierwszy strumień w po-
staci strumienia wody o temperaturze T_{A1} doprowadzany jest bezpośrednio ze źródła „A”.
Drugi, również w postaci strumienia wody, doprowadzany jest z układu jednoobiegowej si-
łowni ORC, w której zastosowano zawracanie nośnika ciepła w parowaczu. Temperatura
drugiego strumienia T_{B2}^z jest równa temperaturze wody doprowadzanej do podgrzewacza
obiegu dolnego ze źródła „A”. Jednoobiegowa siłownia ORC z zastosowaniem zawracania
nośnika ciepła w parowaczu zasilana jest nośnikiem energii ze źródła „B”. Temperatura wody
ze źródła „B” jest wyższa od temperatury wody ze źródła „A”.

Temperatura skraplania pary wodnej w obiegu górnym siłowni binarnej jest równa tem-
peraturze nośnika ciepła doprowadzanego ze źródła „A” do podgrzewacza obiegu dolnego.
Tak sposób doboru temperatury skraplania wymusza konieczność dostosowania temperatury
drugiego strumienia doprowadzanego do podgrzewacza obiegu dolnego siłowni binarnej
z układu siłowni jednoobiegowej. Regulacja tej temperatury jest zapewniona dzięki zastoso-
waniu zawracania nośnika energii z parowacza przed parowacz.

Ze źródła „B” strumień wody kierowany jest do parowacza jednoobiegowej siłowni
ORC. Część strumienia wody opuszczającego ten parowacz jest ponownie zawracana przed
parowacz, co powoduje obniżenie temperatury tego nośnika energii i obniżenie temperatury
odparowania czynnika w obiegu ORC. Za parowaczem jednoobiegowej siłowni ORC stru-
mień wody rozdziela się na dwa strumienie. Pierwszy kierowany jest do podgrzewacza
jednoobiegowej siłowni ORC, a drugi do podgrzewacza obiegu dolnego siłowni binarnej.
Następnie strumienie wody po opuszczeniu i rozdzieleniu obu podgrzewaczy kierowane są do
źródeł ciepła „A” i „B”.

Badania te doprowadziły do zgłoszenia patentowego i uzyskania patentu PL 217365 B1
[186]. Układ, który podlega ochronie, jest bliźniaczym układem w stosunku do układu przed-
stawionego na rysunku 5.1. W układzie, który został opatentowany, wykorzystywane jest
tylko jedno dodatkowe źródło ciepła, poza źródłem ciepła w postaci kotła w górnym obiegu
siłowni binarnej. Idea funkcjonowania tego układu jest analogiczna jak wcześniej omawiane-
go układu z dwoma dodatkowymi źródłami ciepła. W zgłoszeniu patentowym jednoznacznie
wykazano, że zastosowanie w obiegu siłowni ORC parowacza z cyrkulacją nośnika ciepła

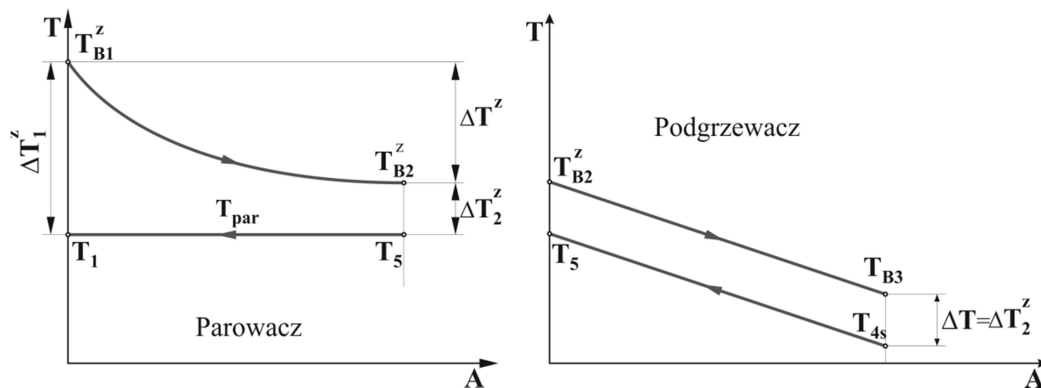
pozwała na dostosowanie temperatury tego nośnika do wymaganej wartości wynikającej z funkcjonowania podgrzewacza obiegu dolnego siłowni binarnej. To pozwala na doprowadzenie do tego podgrzewacza dodatkowego strumienia nośnika energii, co w konsekwencji wpływa na wzrost mocy obiegu dolnego siłowni binarnej, a tym samym wzrost mocy całego układu. Schemat układu opisanego w patencie PL 217365 B1[186] przedstawiono na rysunku 5.2.



Rys. 5.2. Schemat jednoobiegowej siłowni ORC z zastosowaniem cyrkulacji nośnika ciepła w parowaczu, sprzężonej cieplnie z dolnym obiegiem siłowni binarnej, Patent PL 217365 B1[185]

5.1.2. Algorytm obliczeń

Poniżej przedstawiono wybrane zależności pozwalające na określenie efektywności pracy układu przedstawionego na rysunku 5.1. Użyte w zależnościach indeksy korespondują z oznaczeniami na rysunku 5.1 oraz na rysunku 5.3. Rysunek 5.3 przedstawia rozkład temperatury w parowaczu i podgrzewaczu jednoobiegowej siłowni ORC.



Rys. 5.3. Rozkład temperatury w parowaczu z zastosowaniem zawracania nośnika ciepła i podgrzewaczu

Zastosowanie parowacza z zawracaniem wody z za parowacza przed parowacz jednoobiegowej siłowni ORC, powoduje konieczność wyznaczenia współczynnika zawracania, który zdefiniowano jako stosunek strumienia zawracanego z za parowacza $\Delta\dot{m}_B$ do strumienia wody \dot{m}_B doprowadzanej ze źródła „B”:

$$z = \frac{\Delta\dot{m}_B}{\dot{m}_B} . \quad (5.1)$$

Wielkość współczynnika zawracania powinna być taka, aby temperatura wody T_{B2}^Z opuszczającej ten parowacz była równa temperaturze wody T_{A1} doprowadzanej ze źródła „A” co powoduje, że spełniony jest następujący warunek: $T_{B2}^Z = T_A = T_1^D$.

Pomijając straty energii do otoczenia masowy strumień czynnika roboczego obiegu ORC \dot{m}_n określono z równania bilansu energii (5.2) parowacza z zawracaniem wody z za parowacza przed parowacz:

$$\dot{Q}_{par} = \dot{m}_b c_w (z - 1) \Delta T^Z = \dot{m}_n (h_1 - h_5). \quad (5.2)$$

Analogicznie określono masowy strumień wody \dot{m}_{B1} doprowadzany do podgrzewacza jednoobiegowej siłowni ORC z równania bilansu energii tego podgrzewacza:

$$\dot{Q}_{pod} = \dot{m}_{b1} c_w (T_{b2}^Z - T_{b3}) = \dot{m}_n (h_5 - h_{4s}). \quad (5.3)$$

Strumień masowy wody kierowany z jednoobiegowej siłowni ORC do podgrzewacza obiegu dolnego siłowni binarnej \dot{m}_{B2} określono z następującej zależności:

$$\dot{m}_{B2} = \dot{m}_B - \dot{m}_{B1}. \quad (5.4)$$

Wielkość mocy N_{C-R}^{ORC} oraz sprawności η_{C-R}^{ORC} obiegu Clausiusa-Rankine’a siłowni jednoobiegowej ORC określono następująco:

$$N_{C-R}^{ORC} = \dot{m}_n l_{C-R} = \dot{m}_n [(h_1 - h_{2s}) - (h_{4s} - h_3)], \quad (5.5)$$

$$\eta_{C-R}^{ORC} = \frac{N_{C-R}^{ORC}}{\dot{Q}_{par} + \dot{Q}_{pod}} . \quad (5.6)$$

Poniżej przedstawiono wybrane zależności dotyczące siłowni binarnej. Szczegółowy algorytm obliczeń siłowni binarnej można znaleźć w pracach [187].

Strumień ciepła doprowadzonego do podgrzewacza obiegu dolnego siłowni binarnej określono następująco:

$$\dot{Q}_d^D = \dot{Q}_{pod}^D = \dot{m}_A c_w (T_{A1} - T_2^D) + \dot{m}_{B2} c_w (T_{B2}^Z - T_2^D) = \dot{m}_{nD} (h_{1D} - h_{5D}). \quad (5.7)$$

Wielkość mocy N_{C-R}^D obiegu dolnego siłowni binarnej określa zależność:

$$N_{C-R}^D = \dot{m}_{nD} l_{C-R}^D = \dot{m}_{nD} [(h_{1D} - h_{2sD}) - (h_{4sD} - h_{3D})]. \quad (5.8)$$

Równanie bilansu energii dla wymiennika typu skraplacz-parowacz siłowni binarnej bez uwzględniania strat ciepła do otoczenia przyjmuje postać:

$$\dot{m}_{nD} (h_{1D} - h_{5D}) = \dot{m}_{nG} (h_{2sG} - h_{3G}). \quad (5.9)$$

Strumień doprowadzanego ciepła \dot{Q}_d^G oraz moc N_{C-R}^G obiegu górnego siłowni binarnej określono z zależności:

$$\dot{Q}_d^G = \dot{m}_{nG} (h_{1G} - h_{4sG}), \quad (5.10)$$

$$N_{C-R}^G = \dot{m}_{nG} l_{C-R}^G = \dot{m}_{nG} [(h_{1G} - h_{2sG}) - (h_{4sG} - h_{3G})]. \quad (5.11)$$

Sprawność siłowni binarnej η_{C-R}^B oraz moc N_{C-R}^H i sprawność η_{C-R}^H instalacji hybrydowej określono z następujących zależności:

$$\eta_{C-R}^B = \frac{N_{C-R}^D + N_{C-R}^G}{\dot{Q}_d^D + \dot{Q}_d^G}. \quad (5.12)$$

$$N_{C-R}^H = N_{C-R}^{ORC} + N_{C-R}^D + N_{C-R}^G, \quad (5.13)$$

$$\eta_{C-R}^H = \frac{N_{C-R}^{ORC} + N_{C-R}^D + N_{C-R}^G}{\dot{Q}_A + \dot{Q}_B + \dot{Q}_d^G}. \quad (5.14)$$

Wyniki obliczeń zestawione w tabelach 5.1–5.6 uzyskano przyjmując następujące wielkości wyjściowe:

- strumienie masowe wody ze źródeł ciepła A i B wynoszą : $\dot{m}_A = \dot{m}_B = 1 \text{ kg/s}$,
- temperatury wody doprowadzanej ze źródeł ciepła A i B wynoszą odpowiednio: $T_{A1} = 100^\circ\text{C}$, $T_{B1} = 120^\circ\text{C}$, temperatura skraplania $T_{skr} = 30^\circ\text{C}$,
- charakterystyka pracy parowacza z zastosowaniem zawracania: $\Delta T_1^Z = 15^\circ\text{C}$, $\Delta T_2^Z = 5^\circ\text{C}$, $\Delta T^Z = 10^\circ\text{C}$,

- parametry przegrzanej pary wodnej kierowanej do turbiny górnego obiegu siłowni binarnej: $T_{1G}=400^{\circ}\text{C}$, $p_{1G}=15\text{MPa}$.

Wszystkie parametry termiczne i kaloryczne rozpatrywanych czynników organicznych określono za pomocą bazy czynników RefProp 9.0 [36].

W pierwszej kolejności poprowadzono analizę dla jednoobiegowej siłowni ORC, która zasilana jest bezpośrednio ze źródła „B”. Współczynnik zawracania nośnika ciepła w parowaczu tej siłowni dobrano tak, aby po uwzględnieniu rozkładu temperatur w parowaczu (rysunek 5.3) temperatura wody opuszczającej ten parowacz była równa temperaturze wody w źródle „A”. Wartość tego współczynnika dla przyjętych założeń wynosi $z=2$.

Analizę pracy tego obiegu siłowni przeprowadzono dla pięciu następujących czynników roboczych: R227ea, R1234ze, R152a, izobutan i izobuten. Wyniki obliczeń podstawowych wielkości charakteryzujących pracę jednoobiegowej siłowni ORC z zastosowaniem zawracania nośnika ciepła zza parowacza przed parowacz zestawiono w tabeli 5.1.

Tabela 5.1. Zestawienie wyników obliczeń wielkości charakteryzujących pracę siłowni ORC dla pięciu czynników roboczych

Lp.	Czynnik	q_{par}	q_{pod}	\dot{m}_n	$l_{\text{C-R}}$	$N_{\text{C-R}}^{\text{ORC}}$	\dot{Q}_{par}	\dot{Q}_{pod}	$\eta_{\text{C-R}}^{\text{ORC}}$	T_{s4}
		kJ/kg	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kW	kW	kW	%	$^{\circ}\text{C}$
1	R227ea	43,3	89,5	1,93	16,8	32,4	83,6	172,7	12,6	35,0
2	R1234ze	83,0	102,6	1,01	25,1	25,4	83,8	103,6	13,6	35,0
3	R152a	150,2	134,1	0,56	40,2	22,5	84,1	75,1	14,1	35,0
4	Izobutan	222,6	176,2	0,38	56,4	21,4	84,6	67,0	14,1	35,0
5	Izobuten	256,0	169,8	0,33	61,7	20,4	84,5	56,0	14,5	35,0

Wyniki obliczeń parametrów określających pracę siłowni binarnej oraz całej siłowni hybrydowej dla czynników R1234ze, R152a i R134a jako czynników roboczych obiegu dolnego siłowni binarnej oraz dla wyżej wymienionych czynników roboczych jednoobiegowej siłowni ORC zestawiono w tabelach od 5.2 do 5.6.

Tabela 5.2. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz czynnika R227ea jako czynnika roboczego siłowni ORC

Lp.	Czynnik obiegu dolnego	\dot{Q}_a	\dot{Q}_b	$N_{\text{C-R}}^{\text{ORC}}$	\dot{Q}_d^{D}	$N_{\text{C-R}}^{\text{D}}$	\dot{Q}_d^{G}	$N_{\text{C-R}}^{\text{G}}$	\dot{Q}_d^{H}	$N_{\text{C-R}}^{\text{H}}$	$\eta_{\text{C-R}}^{\text{H}}$	$\eta_{\text{C-R}}^{\text{B}}$
		kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	%	%
1	R1234ze	272,2	355,9	32,4	372,9	91,1	449,8	147,6	1077,9	271,1	25,2	29,0
2	R152a	272,2	355,9	32,4	372,9	111,7	622,5	204,3	1250,6	348,4	27,9	31,7
3	R134a	272,2	355,9	32,4	372,9	78,0	327,8	107,6	955,9	218,0	22,8	26,5

Tabela 5.3. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz czynnika R1234ze jako czynnika roboczego siłowni ORC

Lp.	Czynnik obiegu dolnego	\dot{Q}_a	\dot{Q}_b	N_{C-R}^{ORC}	\dot{Q}_d^D	N_{C-R}^D	\dot{Q}_d^G	N_{C-R}^G	\dot{Q}_d^H	N_{C-R}^H	η_{C-R}^H	η_{C-R}^B
		kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	%	%
1	R1234ze	272,2	355,9	25,4	440,9	107,7	531,1	174,3	1159,2	307,4	26,5	29,0
2	R152a	272,2	355,9	25,4	440,9	132,2	734,4	241,0	1362,5	398,6	29,3	31,8
3	R134a	272,2	355,9	25,4	440,9	92,3	386,2	126,8	1014,3	244,5	24,1	26,5

Tabela 5.4. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz czynnika R152a jako czynnika roboczego siłowni ORC

Lp.	Czynnik obiegu dolnego	\dot{Q}_a	\dot{Q}_b	N_{C-R}^{ORC}	\dot{Q}_d^D	N_{C-R}^D	\dot{Q}_d^G	N_{C-R}^G	\dot{Q}_d^H	N_{C-R}^H	η_{C-R}^H	η_{C-R}^B
		kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	%	%
1	R1234ze	272,2	355,9	22,5	468,2	114,4	564,1	185,1	1192,2	322,0	27,0	29,0
2	R152a	272,2	355,9	22,5	468,2	140,3	780,1	256,0	1408,2	418,8	29,7	31,7
3	R134a	272,2	355,9	22,5	468,2	98,0	409,1	134,3	1037,2	254,8	24,6	26,5

Tabela 5.5. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz izobutanu jako czynnika roboczego siłowni ORC

Lp.	Czynnik obiegu dolnego	\dot{Q}_a	\dot{Q}_b	N_{C-R}^{ORC}	\dot{Q}_d^D	N_{C-R}^D	\dot{Q}_d^G	N_{C-R}^G	\dot{Q}_d^H	N_{C-R}^H	η_{C-R}^H	η_{C-R}^B
		kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	%	%
1	R1234ze	272,2	355,9	21,4	476,3	116,4	574,3	188,5	1202,4	326,3	27,1	29,0
2	R152a	272,2	355,9	21,4	476,3	142,7	795,3	261,0	1423,4	425,1	29,9	31,7
3	R134a	272,2	355,9	21,4	476,3	99,7	416,7	136,8	1044,8	257,9	24,7	26,5

Tabela 5.6. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz izobutenu jako czynnika roboczego siłowni ORC

Lp.	Czynnik obiegu dolnego	\dot{Q}_a	\dot{Q}_b	N_{C-R}^{ORC}	\dot{Q}_d^D	N_{C-R}^D	\dot{Q}_d^G	N_{C-R}^G	\dot{Q}_d^H	N_{C-R}^H	η_{C-R}^H	η_{C-R}^B
		kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	%	%
1	R1234ze	272,2	355,9	20,4	487,2	119,0	587,0	192,6	1215,1	332,0	27,3	29,0
2	R152a	272,2	355,9	20,4	487,2	146,0	813,1	266,9	1441,2	433,3	30,1	31,8
3	R134a	272,2	355,9	20,4	487,2	101,9	426,9	140,1	1055,0	262,4	24,9	26,5

Przeprowadzona analiza wykazała, że duży wpływ na efektywność pracy układu, czyli na wielkość mocy N_{C-R}^H i jego sprawności η_{C-R}^H , ma rodzaj zastosowanego czynnika roboczego w obiegu siłowni jednoobiegowej ORC oraz obiegu dolnym siłowni binarnej.

Dla każdego z pięciu analizowanych czynników roboczych w jednoobiegowej siłowni ORC maksymalną moc uzyskano w przypadku, gdy w obiegu dolnym siłowni binarnej czynnikiem roboczym był czynnik R152a, a najmniejszą moc w przypadku, gdy tym czynnikiem był czynnik R134a.

Największą moc w siłowni hybrydowej uzyskano dla wariantu z izobutenem jako czynnikiem roboczym w jednoobiegowej siłowni ORC oraz czynnikiem R152a jako czynnikiem roboczym w obiegu dolnym siłowni binarnej ($N_{C-R}^H=433,3$ kW przy sprawności $\eta_{C-R}^H=30,1$ %). Wysoką moc uzyskano również dla wariantu z czynnikiem R152a w obu obiegach tj. w obiegu siłowni ORC i obiegu dolnym siłowni binarnej. W tym przypadku moc wyniosła $N_{C-R}^H=418,8$ kW.

Z analizy wyników przedstawionych w tabelach 5.2–5.6 wynika, że największy wpływ na wartość mocy instalacji hybrydowej ma wartość mocy uzyskiwanej w obiegu dolnym siłowni binarnej. Wyższym wartościom mocy tego obiegu odpowiadają wyższe wartości mocy instalacji hybrydowej. Związane jest to także z tym, że większa moc obiegu dolnego siłowni binarnej wpływa na zwiększenie mocy w obiegu górnym tej siłowni, co z kolei przekłada się na konieczność zwiększenia ciepła doprowadzanego w kotle.

Przeprowadzona analiza wykazała również, że rodzaj czynnika roboczego w jednoobiegowej siłowni ORC wpływa na efektywność pracy całego układu siłowni hybrydowej. Spośród przeanalizowanych czynników najkorzystniejsze wyniki otrzymano dla izobutenu i izobutanu, następnie dla czynnika R152aa, R1234ze, a najmniej korzystne dla czynnika R227ea.

Przeprowadzona analiza uwidoczniała również pewną zaletę proponowanego układu siłowni hybrydowej. Zastosowanie tego układu umożliwia pełne wykorzystanie energii ze źródeł ciepła poprzez dodatkowe wychłodzenie nośników ciepła w podgrzewaczu obiegu dolnego siłowni binarnej.

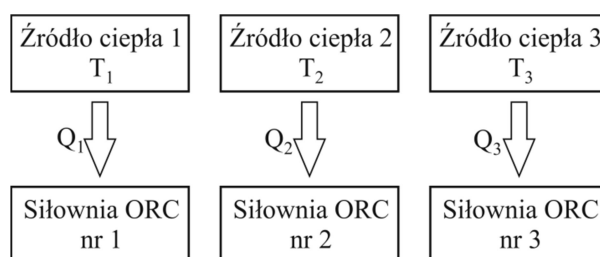
5.2. Siłownia ORC zasilana z wielu źródeł ciepła z jedną wspólną turbiną i jednym wspólnym skraplaczem dla wszystkich obiegów

W tym punkcie monografii przedstawiono sposób wykorzystania wielu źródeł ciepła w jednej siłowni ORC. Układ tej siłowni umożliwia wykorzystanie wielu źródeł ciepła różniących się nie tylko temperaturami, ale również zróżnicowanych pod względem nośników energii. Dokładny opis i schemat układu, wybrane zależności pozwalające określić jego efek-

tywność pracy oraz przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono w kolejnych punktach monografii.

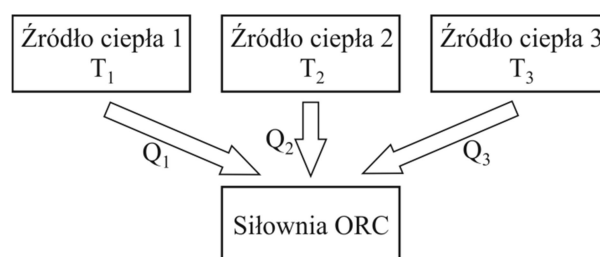
5.2.1. Opis układu siłowni ORC zasilanej z wielu źródeł

W przypadku, gdy warunki lokalne umożliwiają zagospodarowanie kilku strumieni energii odpadowej (lub innej), to wykorzystanie tych źródeł do zasilania jednego układu ORC nie jest uzasadnione. W takich przypadkach można budować indywidualne układy ORC dla każdego ze źródeł (przypadek ten ilustruje poniższy rysunek 5.4).



Rys. 5.4. Schemat wykorzystania trzech źródeł ciepła w indywidualnych układach ORC

Przedstawione na rysunku 5.4 rozwiązanie jest kosztowne z uwagi na konieczność wykonania kilku autonomicznych instalacji (każdy układ jest wyposażony w swoją turbinę). Natomiast na rysunku 5.5 przedstawiono ideę wykorzystywania wielu różnotemperaturowych źródeł ciepła w jednym układzie ORC. Omówiono to na przykładzie trzech różnotemperaturowych źródeł ciepła.



Rys. 5.5. Schemat wykorzystania trzech źródeł ciepła w jednym układzie ORC

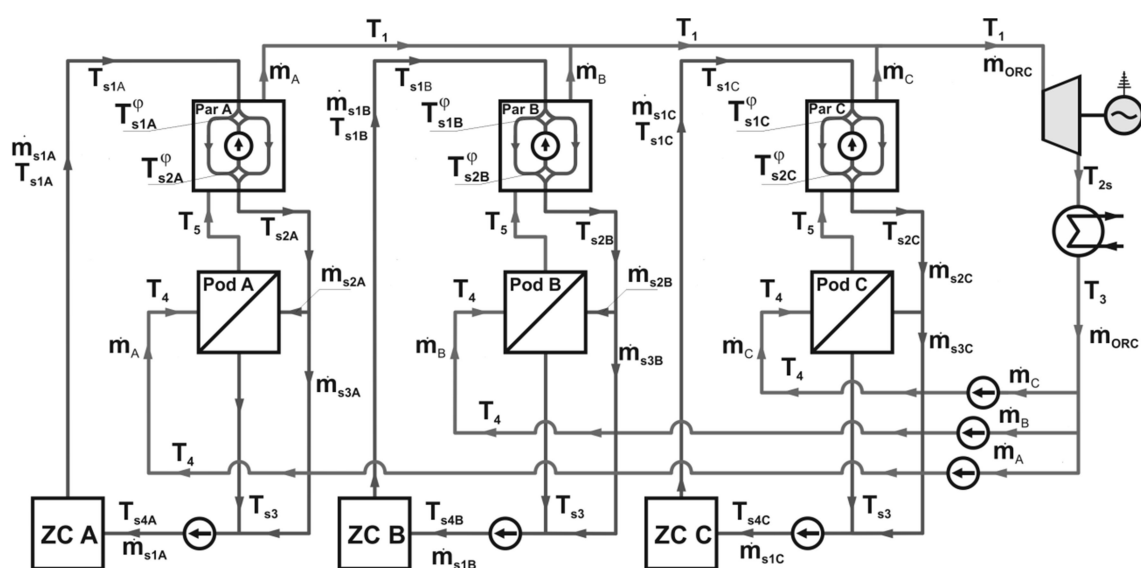
Idea tego układu sprowadza się do zastosowania w siłowni ORC odpowiednich wymienników ciepła typu parowacz z cyrkulacją czynnika, czyli z zastosowaniem zawracania części strumienia czynnika opuszczającego parowacz przed parowaczem.

W układzie tym czynnik organiczny ze wszystkich wymienników (parowaczy) kierowany jest do jednej turbiny. Czyli można powiedzieć, że parowacze układu ORC wytwarzają parę czynnika organicznego na jeden wspólny kolektor. Para ze wszystkich parowaczy kiero-

wana jest do jednej wspólnej turbiny. Szczegółowy schemat siłowni ORC zasilanej trzema źródłami ciepła przedstawiono w dalszej części pracy na rysunku 5.6.

5.2.2. Opis i sposób działania siłowni

Na rysunku 5.6 przedstawiono szczegółowy schemat analizowanej siłowni ORC zasilanej z trzech różnotemperaturowych źródeł ciepła, w których nośnikami energii są strumienie wody o określonych temperaturach na dopływie oraz na wypływie z poszczególnych źródeł ciepła. Pomimo tego, że w tej analizie założono, że nośnikami energii ze źródeł ciepła są strumienie wody, nie eliminuje to możliwości wykorzystania innych substancji jako nośników ciepła.



Rys. 5.6. Schemat siłowni ORC zasilanej trzema źródłami ciepła o różnych temperaturach

Transport energii z poszczególnych źródeł realizowany jest przy pomocy trzech strumieni wody sieciowej jako nośników energii. Siłownia ta obejmuje turbinę parową napędzającą generator prądu elektrycznego. Turbina ta zasilana jest strumieniem pary nasyconej suchej wytwarzanej w parowaczach, w których zastosowano wewnętrzną cyrkulację nośnika energii. Zastosowanie takich parowaczy, przy uwzględnieniu odpowiednich współczynników cyrkulacji wewnętrznej umożliwia wytwarzanie w nich pary nasyconej suchej o takiej samej temperaturze (takim samym ciśnieniu), niezależnie od temperatury źródła ciepła. Liczba parowaczy jest równa liczbie źródeł zasilających analizowaną siłownię, która w tym przypadku wynosi trzy. Analogiczny układ przy innych parametrach źródeł ciepła jest przedmiotem rozważań w pracy [188] oraz w opisie patentowym [189].

Wytworzona para nasycona sucha we wszystkich parowaczach kierowana jest do jednej wspólnej turbiny. Obiegowy czynnik organiczny po ekspansji w turbinie kierowany jest do

skraplacza, w którym po schłodzeniu i skropleniu dalej za pomocą odpowiednich pomp cyrkulacyjnych cieczy organicznej kierowany jest do podgrzewaczy. W podgrzewaczach ciecz organiczna podgrzewana jest od temperatury skraplania do temperatury parowania, po czym kierowana jest ponownie do odpowiednich parowaczy.

Poszczególne strumienie wody sieciowej po uzyskaniu odpowiednio różnych temperatur w źródłach ciepła kierowane są w kolejności do odpowiednich parowaczy, a następnie do podgrzewaczy. W podgrzewaczach następuje obniżenie temperatury wody sieciowej do wymaganej temperatury zasilania danego źródła energii zapewniającej jego stałą wydajność.

Jeżeli nie ma możliwości wykorzystania nadwyżkowego strumienia wody sieciowej dla celów technologicznych, to opuszczający parowacz niewykorzystany w podgrzewaczu strumień wody sieciowej łączy się ze strumieniem wody opuszczającej podgrzewacz i dalej jako jeden strumień o odpowiedniej temperaturze opuszcza siłownię ORC i doprowadzany jest do odpowiedniego źródła ciepła.

W związku z tym, że zaproponowana instalacja przeznaczona jest do zasilania jednoobiegowej siłowni organicznej z trzech różnotemperaturowych źródeł ciepła, temperatury strumieni wody sieciowych powracających z siłowni ORC powinny być dostosowane do temperatur wody sieciowej wymaganej na dopływie do odpowiedniego źródła ciepła.

Dostosowanie temperatury wody sieciowej opuszczającej siłownię do temperatury wody sieciowej na dopływie do poszczególnych źródeł ciepła możliwe jest dzięki zastosowaniu odpowiednich charakterystyk parowaczy z cyrkulacją wewnętrzną.

5.2.3. Metodyka i wyniki obliczeń

Punktem wyjścia do określenia wielkości charakteryzujących efektywność pracy siłowni organicznej zasilanej wieloma, w tym przypadku trzema różnotemperaturowymi nośnikami energii, jest ustalenie czynnika obiegowego (substancji organicznej) oraz określenie jego temperatury parowania.

Aby uzyskać dla danych temperatur nośników energii możliwie dużą moc obiegu C-R, należy dobrać taki czynnik organiczny, aby siłownia mogła pracować w obszarze bliskopodkrytycznym. Spełnienie tego warunku wpływa na zmniejszenie entalpii właściwej parowania, a to z kolei wpływa na zwiększenie strumienia czynnika obiegowego w układzie siłowni ORC. Zwiększenie tego strumienia przekłada się bezpośrednio na wzrost mocy układu ORC. Na tej podstawie można określić graniczne wartości współczynnika cyrkulacji wody sieciowej w parowaczu oraz maksymalną temperaturę zastosowanych nośników energii.

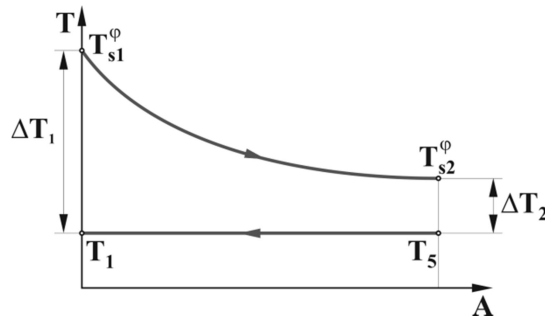
Na podstawie równań bilansu energii w parowaczu i podgrzewaczu przy założeniu, że:

$$\frac{\dot{m}_{s2}}{\dot{m}_{s1}} \leq 1 \quad (5.15)$$

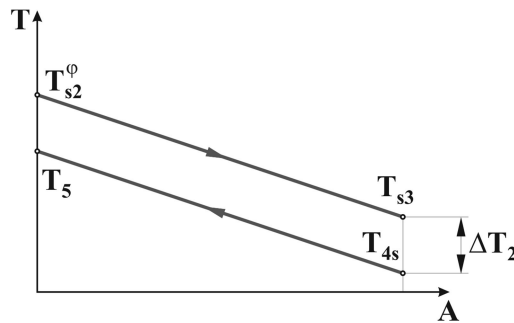
oraz dla podanych pól temperatur nośników energii w parowaczu (rysunek 5.7) i podgrzewaczu (rysunek 5.8) oraz przy stałej wartości ciepła właściwego wody c_{ws} otrzymuje się niżej podane zależności:

$$\varphi_{\max} = \frac{T_5 - T_{4s}}{\Delta T_s^\varphi} \frac{h_1 - h_5}{h_5 - h_{4s}} - 1, \quad (5.16)$$

$$T_{s1\max} = T_{\text{par}} - \Delta T_1 + \Delta T_s^\varphi \varphi_{\max}. \quad (5.17)$$



Rys. 5.7. Rozkład temperatur w parowaczu



Rys. 5.8. Rozkład temperatur w podgrzewaczu

W parowaczu z cyrkulacją wewnętrzną wartości temperatur wody sieciowej na dopływie i wypływie określono odpowiednio z niżej podanych zależności:

$$T_{s1}^\varphi = T_{s1} - \Delta T_s^\varphi, \quad (5.18)$$

$$T_{s2}^\varphi = T_{s1} - (1 + \varphi)\Delta T_s^\varphi. \quad (5.19)$$

Wielkość strumienia czynnika organicznego w obiegu Clausiusa-Rankine'a \dot{m}_{nA} określono z przekształconego równania bilansu energii parowacza z niżej podanej zależności (dla źródła A):

$$\dot{m}_A = \dot{m}_{s1A} \frac{c_{ws}(1+\varphi)\Delta T_s^\varphi}{h_1 - h_5}. \quad (5.20)$$

Wielkość strumienia wody sieciowej \dot{m}_{s2A} skierowanej do podgrzewacza określono z przekształconego równania bilansu energii podgrzewacza z niżej podanej zależności (dla źródła A):

$$\dot{m}_{s2A} = \frac{\dot{m}_A(h_1 - h_5)}{c_{ws}(T_{s2} - T_{s3})} \quad (5.21)$$

W analizowanym wariantcie założono następujące temperatury wody sieciowej (źródła A, B i C): $T_{s1}=100, 110$ i 120°C . Przyjęto również, że temperatura parowania czynników w układzie ORC wynosi 80°C , a skraplania 30°C . W analizie uwzględniono następujące czynniki robocze z grupy czynników suchych: R227ea, izobuten, R1234ze, R1234yf, R134a i R245fa. Graniczne wartości φ_{\max} , $T_{s1\max}$ dla wybranych czynników przedstawiono w poniższej tabeli 5.7.

Tabela 5.7. Zestawienie maksymalnych wartości φ_{\max} i $T_{s1\max}$ dla wybranych substancji organicznych dla temperatury odparowania wynoszącej 80°C

Czynnik	R227ea	izobuten	R1234ze	R1234yf	R134a	R245fa
φ_{\max}	4,15	10,04	6,18	3,87	5,58	9,90
$T_{s1\max} [^\circ\text{C}]$	134,5	193,4	154,8	131,7	148,8	192,0

Z tabeli 5.7 wynika, że wszystkie czynniki organiczne mogą być zastosowane jako czynniki obiegowe rozpatrywanej siłowni. W poniższych tabelach 5.8–5.13 dla poszczególnych czynników obiegowych przedstawiono parametry pracy siłowni jednoobiegowej zasilanej trzema nośnikami energii o różnych temperaturach oraz różnych współczynnikach cyrkulacji. Przedstawione wyniki badań dotyczą przypadku, jeżeli wszystkie strumienie wody sieciowej przepływające przez poszczególne źródła ciepła są takie same i wynoszą $\dot{m}_{s1}=1$ kg/s.

Tabela 5.8. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R227ea

Źródło ciepła	Charakterystyka parowacza				Parametry układu						
	$T_{s1}/T_{s2}^{z\varphi}$	$\Delta T_1/\Delta T_2$	φ	T_{par}	\dot{m}_n	N_{C-R}	η_{C-R}	\dot{Q}_{do}	\dot{m}_{s2}	\dot{m}_{s3}	T_{s4}
	$^\circ\text{C}$	K	-	$^\circ\text{C}$	kg/s	kW	%	kW	kg/s	kg/s	$^\circ\text{C}$
A	100 / 83	13 / 3	0,7	80,0	1,05	15,26	10,96	139,2	0,29	0,71	68,51
B	110 / 87	17 / 7	1,3	80,0	1,42	20,65	10,96	188,4	0,40	0,60	67,40
C	120 / 90	20 / 10	2,0	80,0	1,85	26,93	10,96	245,7	0,52	0,48	64,44
Siłownia ORC 1					4,32	62,84	10,96	573,30			

Tabela 5.9. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy izobuten

Źródło ciepła	Charakterystyka parowacza				Parametry układu						
	$T_{s1}/T_{s2}^{z\dot{p}}$	$\Delta T_1/\Delta T_2$	φ	T_{par}	\dot{m}_n	N_{C-R}	η_{C-R}	\dot{Q}_{do}	\dot{m}_{s2}	\dot{m}_{s3}	T_{s4}
	°C	K	-	°C	kg/s	kW	%	kW	kg/s	kg/s	°C
A	100 / 83	13 / 3	0,7	80,0	0,25	12,52	12,13	103,1	0,14	0,86	76,19
B	110 / 87	17 / 7	1,3	80,0	0,34	16,93	12,13	139,5	0,19	0,81	77,79
C	120 / 90	20 / 10	2,0	80,0	0,44	22,09	12,13	182,0	0,24	0,76	77,98
Siłownia ORC 2					1,03	51,54	12,13	424,72			

Tabela 5.10. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R1234ze

Źródło ciepła	Charakterystyka parowacza				Parametry układu						
	$T_{s1}/T_{s2}^{z\dot{p}}$	$\Delta T_1/\Delta T_2$	φ	T_{par}	\dot{m}_n	N_{C-R}	η_{C-R}	\dot{Q}_{do}	\dot{m}_{s2}	\dot{m}_{s3}	T_{s4}
	°C	K	-	°C	kg/s	kW	%	kW	kg/s	kg/s	°C
A	100 / 83	13 / 3	0,7	80,0	0,65	13,90	11,59	119,9	0,21	0,79	72,62
B	110 / 87	17 / 7	1,3	80,0	0,87	18,80	11,59	162,3	0,29	0,71	72,96
C	120 / 90	20 / 10	2,0	80,0	1,14	24,52	11,59	211,6	0,37	0,63	71,69
Siłownia ORC 3					2,66	57,22	11,59	493,81			

Tabela 5.11. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R1234yf

Źródło ciepła	Charakterystyka parowacza				Parametry układu						
	$T_{s1}/T_{s2}^{z\dot{p}}$	$\Delta T_1/\Delta T_2$	φ	T_{par}	\dot{m}_n	N_{C-R}	η_{C-R}	\dot{Q}_{do}	\dot{m}_{s2}	\dot{m}_{s3}	T_{s4}
	°C	K	-	°C	kg/s	kW	%	kW	kg/s	kg/s	°C
A	100 / 83	13 / 3	0,7	80,0	0,91	15,82	11,11	142,4	0,31	0,69	67,85
B	110 / 87	17 / 7	1,3	80,0	1,23	21,40	11,11	192,7	0,42	0,58	66,50
C	120 / 90	20 / 10	2,0	80,0	1,60	27,91	11,11	251,3	0,55	0,45	63,27
Siłownia ORC 4					3,74	65,13	11,11	586,41			

Tabela 5.12. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R134a

Źródło ciepła	Charakterystyka parowacza				Parametry układu						
	$T_{s1}/T_{s2}^{z\dot{p}}$	$\Delta T_1/\Delta T_2$	φ	T_{par}	\dot{m}_n	N_{C-R}	η_{C-R}	\dot{Q}_{do}	\dot{m}_{s2}	\dot{m}_{s3}	T_{s4}
	°C	K	-	°C	kg/s	kW	%	kW	kg/s	kg/s	°C
A	100 / 83	13 / 3	0,7	80,0	0,67	14,30	11,52	124,1	0,23	0,77	71,74
B	110 / 87	17 / 7	1,3	80,0	0,90	19,34	11,52	167,9	0,31	0,69	71,77
C	120 / 90	20 / 10	2,0	80,0	1,18	25,23	11,52	219,0	0,41	0,59	70,14
Siłownia ORC 5					2,75	58,86	11,52	510,94			

Tabela 5.13. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R245fa

Źródło ciepła	Charakterystyka parowacza				Parametry układu						
	$T_{s1}/T_{s2}^{z\dot{p}}$	$\Delta T_1/\Delta T_2$	φ	T_{par}	\dot{m}_n	N_{C-R}	η_{C-R}	\dot{Q}_{do}	\dot{m}_{s2}	\dot{m}_{s3}	T_{s4}
	°C	K	-	°C	kg/s	kW	%	kW	kg/s	kg/s	°C
A	100 / 83	13 / 3	0,7	80,0	0,47	12,50	12,05	103,7	0,14	0,86	76,07
B	110 / 87	17 / 7	1,3	80,0	0,63	16,91	12,05	140,3	0,19	0,81	77,62
C	120 / 90	20 / 10	2,0	80,0	0,82	22,05	12,05	183,0	0,25	0,75	77,77
Siłownia ORC 6					1,92	51,46	12,05	426,99			

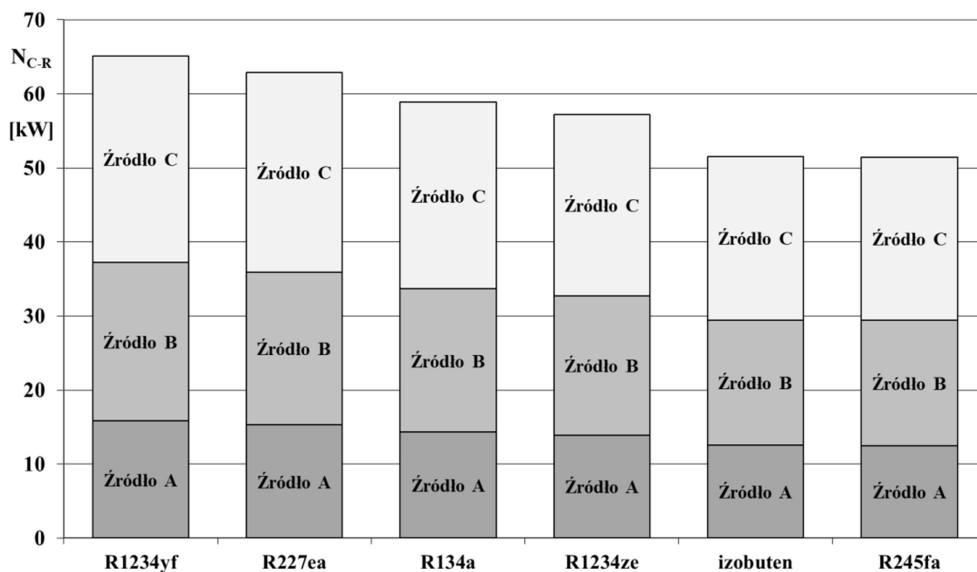
Zasadniczym celem analizy przedstawionej w tym podrozdziale monografii było przedstawienie koncepcji instalacji jednoobiegowej siłowni organicznej zasilanej różnotemperaturowymi nośnikami energii. W podrozdziale tym wyjaśniono to na przykładzie zasilania siłowni jednoobiegowej trzema strumieniami wody sieciowej o różnych temperaturach z możliwością dostosowania temperatury wody sieciowej opuszczającej siłownię do wymaganej wartości temperatury wody sieciowej na dopływie do poszczególnych źródeł ciepła. Temperatura wody sieciowej opuszczającej siłownię T_{s4} zależy od zastosowanej charakterystyki parowacza z cyrkulacją wewnętrzną oraz od zastosowanego czynnika organicznego. Potwierdzają to wyniki obliczeń zestawione w tabelach 5.8–5.13.

W pracy [188] oraz w opisie patentowym [189] w analizie uwzględniono następujące czynniki organiczne: perfluorobutan, RC318, R227ea, izobutan, R236fa i R142b. Analiza ta została przeprowadzona dla temperatury odparowania czynnika wynoszącej 80°C, temperatury skraplania 29°C oraz temperatury wody sieciowej (źródła A, B i C): $T_{s1}=105, 110$ i 115°C. Spośród tych czynników największą moc układu uzyskano dla czynnika R227ea.

W analizie przeprowadzonej w tym rozdziale monografii uwzględniono następujące czynniki organiczne: R227ea, izobuten, R1234ze, R1234yf, R134a i R245fa. Kryterium wyboru tych czynników, poza odpowiednią temperaturą krytyczną, była niska wartość wskaźnika GWP określającego wpływ danej substancji na ocieplenie klimatu.

Przy ocenie efektywności pracy poszczególnych wariantów za podstawowe kryterium oceny przyjęto wartość uzyskiwanej mocy.

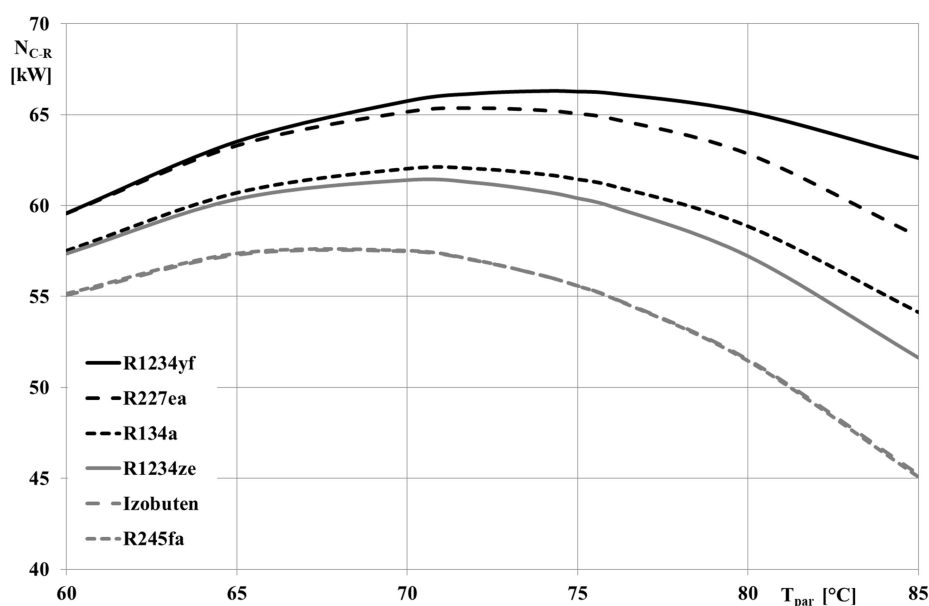
Na wykresie przedstawionym na rysunku 5.9 zestawiono wartości mocy N_{C-R} analizowanej siłowni ORC zasilanej z trzech różnotemperaturowych źródeł ciepła dla sześciu analizowanych czynników organicznych przy temperaturze odparowania 80°C.



Rys. 5.9. Wpływ rodzaju czynnika na moc siłowni ORC N_{C-R} zasilanej z trzech źródeł ciepła

Z wykresu przedstawionego na rysunku 5.9 wynika, że dla przyjętych założeń największą moc układu ORC uzyskano dla czynnika R1234yf, a najmniejszą dla czynników izobutan i R245fa.

Na wykresie tym przedstawiono również moc uzyskiwaną z poszczególnych źródeł ciepła. Obliczenia wykazały, że przy tym samym strumieniu nośnika ciepła z poszczególnych źródeł ciepła wartość mocy wzrasta wraz ze wzrostem temperatury nośnika ciepła. Największe moce dla wszystkich analizowanych czynników uzyskano ze źródła C (120°C).



Rys. 5.10. Wpływ rodzaju czynnika i temperatury parowania na moc siłowni ORC zasilanej z trzech źródeł ciepła

Przyjęcie w analizie temperatury odparowania wynoszącej 80°C wynikało z założeń przyjętych w pracy [188]. W celu sprawdzenia słuszności przyjęcia takiej wartości temperatury odparowania dokonano analizy wpływu tej temperatury na moc układu. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w formie wykresu na rysunku 5.10.

Z analizy wykresu przedstawionego na rysunku 5.10 wynika, że dla każdego z rozpatrywanych czynników organicznych istnieje optymalna temperatura odparowania, dla której osiągana jest maksymalna moc układu przy przyjętych założeniach. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że przy przyjętych założeniach optymalna temperatura odparowania dla czynnika R1234yf wynosi 76°C, dla czynnika R227ea 74°C, a dla czynnika R134a około 72°C. Podsumowując analizę przedstawioną w tym podrozdziale monografii można stwierdzić, że z energetycznego i ekologicznego punktu widzenia najkorzystniejszym czynnikiem jest czynnik R1234yf, dla którego uzyskano najwyższą moc układu ORC. Czynnik ten charakteryzuje się również niskim wskaźnikiem GWP=4.

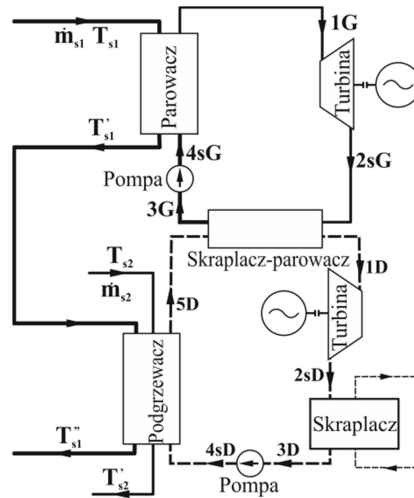
5.3. Analiza pracy binarnej siłowni ORC z nadkrytycznym obiegiem górnym oraz podkrytycznym obiegiem dolnym

W niniejszym punkcie monografii przedstawiono analizę pracy siłowni binarnej składającej się z dwóch obiegów Clausiusa-Rankine'a z niskowrzącymi czynnikami obiegowymi. Przeprowadzona analiza dotyczyła oceny efektywności pracy siłowni binarnej obejmującej nadkrytyczny obieg górny oraz podkrytyczny obieg dolny. W analizie uwzględniono różne czynniki organiczne, różne temperatury strumieni wody zasilających siłownię binarną oraz różne wartości temperatury skraplania czynnika niskowrzącego w obiegu górnym siłowni binarnej. Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na określenie wpływu tych parametrów na osiąganą moc oraz sprawność siłowni binarnej oraz poszczególnych jej obiegów.

5.3.1. Schemat i opis układu siłowni binarnej z nadkrytycznym obiegiem górnym i podkrytycznym obiegiem dolnym

W pracy przyjęto, że w nadkrytycznym obiegu ORC czynnikiem roboczym będzie czynnik z grupy tak zwanych czynników mokrych. Z tego względu w przypadku czynników mokrych korzystnie jest stosować takie parametry pary na dopływie do turbiny, aby proces rozprężania pary kończył się w pobliżu krzywej nasycenia $x=1$. Na rysunku 5.11 przedstawiono schemat analizowanej siłowni binarnej, w której obiegi siłowni nadkrytyczny górny

i podkrytyczny dolny są ze sobą sprzężone cieplnie za pomocą wymiennika ciepła typu skraplacz-parowacz.



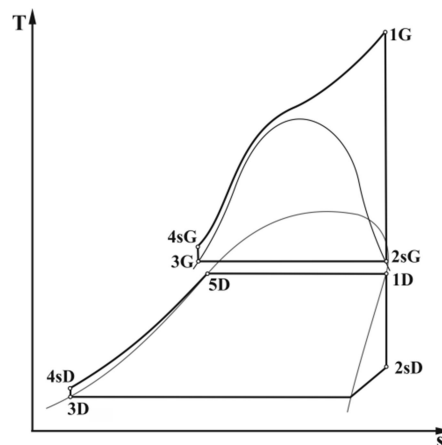
Rys. 5.11. Schemat siłowni binarnej z nadkrytycznym obiegiem górnym i podkrytycznym obiegiem dolnym

W skład poszczególnych obiegów siłowni binarnej wchodzi następujące elementy:

OBIEG GÓRNY: turbina wraz z generatorem, wymiennik ciepła, w którym następuje podgrzewanie czynnika organicznego obiegu górnego, pompa obiegowa oraz wymiennik typu skraplacz-parowacz, w którym następuje skraplanie czynnika organicznego obiegu górnego.

OBIEG DOLNY: wymiennik typu skraplacz-parowacz, w którym następuje odparowanie czynnika organicznego obiegu dolnego, turbina wraz z generatorem, wymiennik ciepła, w którym następuje podgrzewanie czynnika organicznego obiegu dolnego, pompa obiegowa oraz skraplacz.

Przemiany termodynamiczne realizowane w układzie siłowni binarnej dla górnego i dolnego obiegu przedstawiono na rysunku 5.12.



Rys. 5.12. Przemiany termodynamiczne czynników roboczych w siłowni binarnej z nadkrytycznym obiegiem górnym i podkrytycznym obiegiem dolnym (układ współrzędnych T-s)

Jako nośniki energii zasilającej wymienniki ciepła górnego i dolnego obiegu zastosowano dwa różnotemperaturowe strumienie wody. W przypadku strumienia pierwszego zasilającego wymiennik ciepła obiegu górnego temperaturę wody można dobierać w granicach $T_{s1}=170\text{--}180^{\circ}\text{C}$. W analizie przyjęto, że wielkość tego strumienia wynosi $\dot{m}_s = 10 \text{ kg/s}$. W obiegu górnym realizowany jest nadkrytyczny obieg Clausiusa-Rankine'a przy założeniu, że koniec ekspansji czynnika niskowrzącego znajduje się na linii granicznej $x=1$.

Pierwszy nośnik energii zasila siłownię obiegu górnego, a następnie kierowany jest do podgrzewacza obiegu dolnego. Drugi nośnik energii, gdy zachodzi taka potrzeba doprowadzany jest do wymiennika ciepła (podgrzewacza) obiegu dolnego. Temperatura drugiego nośnika energii może zmieniać się w granicach $T_{s2}=90\text{--}100^{\circ}\text{C}$, w zależności od temperatury skraplania czynnika roboczego w górnym obiegu siłowni binarnej w wymienniku typu skraplacz-parowacz.

Wielkości strumienia czynnika roboczego w obiegu dolnym określono na podstawie równania bilansu energii wymiennika typu skraplacz-parowacz. Łączny strumień ciepła doprowadzanego do obiegu dolnego z obu nośników ciepła można określić na podstawie równania bilansu energii podgrzewacza cieczy roboczej obiegu dolnego.

Obieg dolny pracuje według podkrytycznego obiegu Clausiusa-Rankine'a przy wykorzystaniu czynnika niskowrzącego z grupy czynników suchych. Zatem przy takim założeniu początek ekspansji pary czynnika roboczego obiegu dolnego ma miejsce na linii granicznej $x=1$, a cały proces ekspansji realizowany jest w obszarze pary przegrzanej do ciśnienia odpowiadającego temperaturze skraplania wynoszącej 29°C .

5.3.2. Metodyka obliczeń

Poniżej przedstawiono metodykę obliczeń dotyczącą obiegu górnego, obiegu dolnego oraz całej siłowni binarnej. W metodyce tej podano podstawowe zależności umożliwiające obliczenie podstawowych parametrów charakteryzujących efektywność pracy siłowni binarnej oraz jej poszczególnych obiegów. Oznaczenia użyte we wzorach są zgodne z oznaczeniami przedstawionymi na rysunkach 5.11 i 5.12.

Algorytm obliczeń obiegu górnego

Strumień ciepła doprowadzanego do obiegu górnego w wymienniku ciepła umożliwiający wytworzenie pary czynnika organicznego o parametrach nadkrytycznych określa poniższa zależność:

$$\dot{Q}_{dG} = \dot{m}_{s1}(T_{s1} - T'_{s1}). \quad (5.22)$$

Na podstawie równania bilansu energii wymiennika ciepła WG odbiegu górnego wyznaczono strumień czynnika organicznego \dot{m}_{nG} w obiegu górnym wg następującej zależności:

$$\dot{m}_{nG} = \frac{\dot{m}_{s1}(T_{s1} - T'_{s1})}{h_{1G} - h_{4sG}}. \quad (5.23)$$

Moc obiegu górnego określono jako iloczyn strumienia czynnika obiegowego \dot{m}_{nG} oraz różnicy prac jednostkowych turbiny i pompy, wykorzystując izentropową ekspansję w turbinie z uwzględnieniem pracy w pompie obiegowej z zależności:

$$\dot{Q}_{dG} = \dot{m}_{nG}(l_t - l_p) = \dot{m}_{nG}[(h_{1G} - h_{2sG}) - (h_{4sG} - h_{3G})]. \quad (5.24)$$

Strumień ciepła odprowadzanego w skraplaczu, który przekazywany jest do parowacza obiegu dolnego, określa niżej podana zależność:

$$\dot{Q}_{wG} = \dot{Q}_{s-p} = \dot{m}_{nG}(h_{2sG} - h_{3G}). \quad (5.25)$$

Sprawność obiegu górnego określa niżej podana zależność:

$$\eta_{C-R G} = \frac{N_{C-R G}}{\dot{Q}_{dG}}. \quad (5.26)$$

Algorytm obliczeń obiegu dolnego

W celu określenia strumienia masowego czynnika roboczego w obiegu dolnym wykorzystano przedstawione poniżej równanie bilansu energii wymiennika typu skraplacz – parowacz:

$$\dot{Q}_{s-p} = \dot{m}_{nG}(h_{2sG} - h_{3G}) = \dot{m}_{nD}(h_{1D} - h_{5D}). \quad (5.27)$$

Wielkość strumienia masowego czynnika roboczego w obiegu dolnym uzyskano na podstawie prostego przekształcenia zależności (6) z niżej podanego wzoru:

$$\dot{m}_{nD} = \frac{\dot{m}_{nG}(h_{2sG} - h_{3G})}{h_{1D} - h_{5D}}. \quad (5.28)$$

Niżej podano równanie bilansu energii podgrzewacza cieczy niskowrzącej obiegu dolnego (przy pominięciu strat ciepła do otoczenia):

$$\dot{Q}_{\text{pod D}} = \dot{m}_{\text{pod D}} c_s (T_{s1}' - T_{s1}'') = \dot{m}_{\text{nD}} (h_{5\text{D}} - h_{4\text{sD}}) \quad (5.29)$$

Wielkość strumienia wody doprowadzanej do podgrzewacza obiegu dolnego siłowni binarnej określono na podstawie równania bilansu energii (5.29) tego podgrzewacza. Przy określaniu tego strumienia przyjęto założenie, że w przeciwprądowym wymienniku ciepła (podgrzewacz) strumienie pojemności cieplnej obu nośników są sobie równe. Wielkość tego strumienia określa następująca zależność:

$$\dot{m}_{\text{pod D}} = \dot{m}_{\text{nD}} \frac{h_{5\text{D}} - h_{4\text{sD}}}{c_s (T_{s1}' - T_{s1}'')} \quad (5.30)$$

Moc obiegu dolnego siłowni binarnej określono z poniższej zależności z uwzględnieniem pracy pompowania:

$$N_{\text{C-R D}} = \dot{m}_{\text{nD}} [(h_{1\text{D}} - h_{2\text{sD}}) - (h_{4\text{sD}} - h_{3\text{D}})] \quad (5.31)$$

Sprawność dolnego obiegu Clausiusa-Rankine'a określono z następującej zależności:

$$\eta_{\text{C-R D}} = \frac{N_{\text{C-R D}}}{\dot{Q}_{\text{pod D}}} \quad (5.32)$$

Algorytm obliczeń siłowni binarnej

Całkowity strumień ciepła doprowadzanego z zewnętrznych źródeł ciepła do siłowni binarnej jest sumą: ciepła doprowadzanego do obiegu górnego oraz do podgrzewacza obiegu dolnego, co można zapisać następująco:

$$\dot{Q}_{\text{dB}} = \dot{Q}_{\text{dG}} + \dot{Q}_{\text{pod D}} \quad (5.33)$$

Strumień ciepła odprowadzanego z siłowni binarnej jest równy strumieniowi ciepła odprowadzanego z obiegu dolnego w skraplaczu. Strumień ten określono z zależności:

$$\dot{Q}_{\text{w D}} = \dot{m}_{\text{nD}} (h_{2\text{sD}} - h_{3\text{D}}) \quad (5.34)$$

Całkowitą moc siłowni binarnej określono jako sumę mocy obiegu górnego oraz obiegu dolnego z zależności:

$$N_{\text{C-R B}} = N_{\text{C-R G}} + N_{\text{C-R D}} \quad (5.35)$$

Sprawność siłowni binarnej określa niżej podana zależność:

$$\eta_{C-R B} = \frac{N_{C-R B}}{\dot{Q}_{pod B}} \quad (5.36)$$

Poza sprawnością i mocą siłowni binarnej do oceny efektywności pracy analizowanego układu wprowadzono dodatkowy współczynnik q określający stosunek mocy obiegu dolnego do ciepła doprowadzanego w obiegu górnym:

$$q = \frac{N_{C-R B}}{\dot{Q}_{d G}} \quad (5.37)$$

5.3.3. Wyniki obliczeń

Zgodnie z założeniami przyjętymi w opisie siłowni binarnej analizę jej pracy przeprowadzono dla czynnika mokrego w obiegu górnym oraz dla czynnika suchego w obiegu dolnym. Po uwzględnieniu temperatur nośników energii do analizy wytypowano cztery pary czynników organicznych. Czynniki te są następujące: amoniak – R227ea, amoniak – RC318, cyklopropan – R227ea, cyklopropan – RC318.

W poniższych tabelach dla poszczególnych par czynników przedstawiono poszczególne parametry charakteryzujące obieg górny, dolny oraz całą siłownię binarną. W analizie uwzględniono trzy różne temperatury skraplania czynnika w obiegu górnym ($T_{skr}=85, 90, 95^{\circ}\text{C}$).

Obliczenia dla siłowni binarnej: czynnik obiegu górnego – amoniak, dolnego – R227ea

W tabelach 5.14 i 5.15 przedstawiono termiczne i kaloryczne parametry czynników roboczych w charakterystycznych punktach obiegu górnego i dolnego.

Tabela 5.14. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla amoniaku

Charakterystyczny punkt obiegu górnego									
1g			2sg			3g		4sg	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
160	11,642	1680,6	95	5,6643	1592,2	95	832,34	99,346	844,94
160	11,13	1700,6	90	5,1167	1602,3	90	801,76	93,95	814,11
160	10,63	1719,2	85	4,61	1610,7	85	772,2	88,597	784,28

Tabela 5.15. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika R227ea (obieg górny – amoniak)

Charakterystyczny punkt obiegu dolnego											
1d			2sd			3d		4sd		5d	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
90	2,2981	369,76	38,977	0,51301	351,81	29	233,44	30,037	234,73	90	316,41
85	2,0688	369,36	39,563	0,51301	352,35	29	233,44	29,907	234,57	85	308,16
80	1,8583	368,25	39,563	0,51301	352,35	29	233,44	29,787	234,41	80	300,44

W kolejnych tabelach 5.15, 5.17 i 5.18 przedstawiono wyniki obliczeń dla obiegu górnego, dolnego oraz całej siłowni binarnej (obieg górny – amoniak, obieg dolny – R227ea).

Tabela 5.16. Parametry pracy obiegu górnego (amoniak – R227ea)

t_{skr}	t_{w1}	t_{w2}	\dot{Q}_{dG}	q_{dG}	$\dot{m}_c G$	l_{tG}	l_{pG}	l_{C-RG}	N_{C-RG}	η_{C-RG}	q_{skr}	\dot{Q}_{skr}
°C	°C	°C	kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%	kJ/kg	kW
95	160	110	2090	848,3	2,46	88,4	12,6	75,8	186,76	8,94	759,86	1872,2
90	160	105	2299	898,8	2,56	98,3	12,35	85,9	219,84	9,56	800,54	2047,6
85	160	100	2508	947,0	2,65	108,5	12,08	96,4	255,36	10,18	838,5	2220,7

Tabela 5.17. Parametry pracy obiegu dolnego (amoniak – R227ea)

\dot{Q}_{skr}	q_{parG}	$\dot{m}_c G$	q_{podG}	\dot{Q}_{pod}	$\dot{m}_w pod$	l_{tD}	l_{pD}	l_{C-RD}	N_{C-RD}	η_{C-RD}
kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kW	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%
1872,2	53,35	35,09	81,68	2866,4	9,80	17,95	1,29	16,66	1360,8	28,72
2047,6	61,2	33,46	73,59	2462,1	9,06	17,01	1,13	15,88	1168,6	25,91
2220,7	67,81	32,75	66,03	2162,4	8,62	15,9	0,97	14,93	985,8	22,49

Tabela 5.18. Parametry pracy siłowni binarnej (amoniak – R227ea)

\dot{Q}_{dB}	N_{C-RB}	η_{C-RB}	q
kW	kW	%	-
4956,4	1547,55	31,22	0,651
4761,1	1388,45	29,16	0,508
4670,4	1241,18	26,58	0,393

Obliczenia dla siłowni binarnej: czynnik obiegu górnego – amoniak, dolnego – RC318.

W tabelach 5.19 i 5.20 przedstawiono termiczne i kaloryczne parametry czynników roboczych w charakterystycznych punktach obiegu górnego i dolnego.

Tabela 5.19. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla amoniaku

Charakterystyczny punkt obiegu górnego									
1g			2sg			3g		4sg	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
160	11,642	1680,6	95	5,6643	1592,2	95	832,34	99,346	844,94
160	11,13	1700,6	90	5,1167	1602,3	90	801,76	93,95	814,11
160	10,63	1719,2	85	4,61	1610,7	85	772,2	88,597	784,28

Tabela 5.20. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika RC318 (obieg górny – amoniak)

Charakterystyczny punkt obiegu dolnego											
1d			2sd			3d		4sd		5d	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
90	1,6683	369,56	50,111	0,35444	351,79	29	231,6	29,673	232,49	90	306,57
85	1,4991	367,41	48,937	0,35444	350,79	29	231,6	29,589	232,38	85	299,71
80	1,3434	365	47,577	0,35444	349,64	29	231,6	29,512	232,27	80	293,06

W kolejnych tabelach 5.21, 5.22 oraz 5.23 przedstawiono wyniki obliczeń dla obiegu górnego, dolnego oraz całej siłowni binarnej dla pary czynników: amoniak – RC318.

Tabela 5.21. Parametry pracy obiegu górnego (amoniak – RC318ea)

t_{skr}	t_{w1}	t_{w2}	\dot{Q}_{dG}	q_{dG}	$\dot{m}_c G$	l_{tG}	l_{pG}	l_{C-RG}	N_{C-RG}	η_{C-RG}	q_{skr}	\dot{Q}_{skr}
°C	°C	°C	kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%	kJ/kg	kW
95	160	110	2090	848,3	2,46	88,4	12,6	75,8	186,76	8,94	759,86	1872,2
90	160	105	2299	898,8	2,56	98,3	12,35	85,9	219,84	9,56	800,54	2047,6
85	160	100	2508	947,0	2,65	108,5	12,08	96,4	255,36	10,18	838,5	2220,7

Tabela 5.22. Parametry pracy obiegu dolnego (amoniak – RC318)

\dot{Q}_{skr}	q_{parG}	$\dot{m}_c G$	q_{podG}	\dot{Q}_{pod}	$\dot{m}_w pod$	l_{tD}	l_{pD}	l_{C-RD}	N_{C-RD}	η_{C-RD}
kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kW	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%
1872,2	62,99	29,72	74,08	2201,8	7,52	17,77	0,89	16,88	1250,5	30,69
2047,6	67,7	30,24	67,33	2036,4	7,49	16,62	0,78	15,84	1066,5	26,11
2220,7	71,94	30,87	60,79	1876,5	7,48	15,36	0,67	14,69	893,0	21,80

Tabela 5.23. Parametry pracy siłowni binarnej (amoniak – RC318)

\dot{Q}_{dB}	N_{C-RB}	η_{C-RB}	q
kW	kW	%	-
4291,8	1437,23	33,49	0,598
4335,4	1286,35	29,67	0,464
4384,5	1148,36	26,19	0,356

Obliczenia dla siłowni binarnej: czynnik obiegu górnego – cyklopentan, dolnego – R227ea.

W tabelach 5.24 i 5.25 przedstawiono termiczne i kaloryczne parametry czynników roboczych w charakterystycznych punktach obiegu górnego i dolnego.

Tabela 5.24. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla cyklopentanu

Charakterystyczny punkt obiegu górnego									
1g			2sg			3g		4sg	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
160	8,056	736,84	95	3,3424	699,77	95	445,13	101,39	454,74
160	7,9629	740,84	90	3,0524	699,34	90	428,94	96,016	438,72
160	7,8807	744,37	85	2,7815	698,25	85	413,45	90,69	423,35

Tabela 5.25. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika R227ea (obieg górny – cyklopentan)

Charakterystyczny punkt obiegu dolnego											
1d			2sd			3d		4sd		5d	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
90	2,2981	369,76	38,977	0,51301	351,81	29	233,44	30,037	234,73	90	316,41
85	2,0688	369,36	39,563	0,51301	352,35	29	233,44	29,907	234,57	85	308,16
80	1,8583	368,25	39,563	0,51301	352,35	29	233,44	29,787	234,41	80	300,44

W kolejnych tabelach 5.26, 5.27 i 5.28 przedstawiono wyniki obliczeń dla obiegu górnego, dolnego oraz całej siłowni binarnej dla pary czynników: cyklopropan – R227ea.

Tabela 5.26. Parametry pracy obiegu górnego (cyklopentan – R227ea)

t_{skr}	t_{w1}	t_{w2}	\dot{Q}_{dG}	q_{dG}	\dot{m}_{cG}	l_{tG}	l_{pG}	l_{C-RG}	N_{C-RG}	η_{C-RG}	q_{skr}	\dot{Q}_{skr}
°C	°C	°C	kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%	kJ/kg	kW
95	160	110	2090	291,7	7,16	37,1	9,61	27,5	196,74	9,41	254,64	1824,4
90	160	105	2299	311,9	7,37	41,5	9,78	31,7	233,81	10,17	270,4	1993,1
85	160	100	2508	330,9	7,58	46,1	9,9	36,2	274,51	10,95	284,8	2158,5

Tabela 5.27. Parametry pracy obiegu dolnego (cyklopentan – R227ea)

\dot{Q}_{skr}	q_{parG}	\dot{m}_{cG}	q_{podG}	\dot{Q}_{pod}	$\dot{m}_{w pod}$	l_{tD}	l_{pD}	l_{C-RD}	N_{C-RD}	η_{C-RD}
kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kW	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%
1824,4	53,35	34,20	81,68	2793,2	9,55	17,95	1,29	16,66	1360,8	29,47
1993,1	61,2	32,57	73,59	2396,6	8,82	17,01	1,13	15,88	1168,6	26,62
2158,5	67,81	31,83	66,03	2101,8	8,38	15,9	0,97	14,93	985,8	23,14

Tabela 5.28. Parametry pracy siłowni binarnej (cyklopentan – R227ea)

\dot{Q}_{dB}	N_{C-RB}	η_{C-RB}	q
kW	kW	%	-
4883,2	1557,53	31,90	0,651
4695,6	1402,42	29,87	0,508
4609,8	1260,33	27,34	0,393

Obliczenia dla siłowni binarnej: czynnik obiegu górnego – cyklopentan, dolnego – RC318.

W tabelach 5.29 i 5.30 przedstawiono termiczne i kaloryczne parametry czynników roboczych w charakterystycznych punktach obiegu górnego i dolnego.

Tabela 5.29. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla cyklopentanu

Charakterystyczny punkt obiegu górnego									
1g			2sg			3g		4sg	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
160	8,056	736,84	95	3,3424	699,77	95	445,13	101,39	454,74
160	7,9629	740,84	90	3,0524	699,34	90	428,94	96,016	438,72
160	7,8807	744,37	85	2,7815	698,25	85	413,45	90,69	423,35

Tabela 5.30. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika RC318 (obieg górny – cyklopentan)

Charakterystyczny punkt obiegu dolnego											
1d			2sd			3d		4sd		5d	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
90	1,6683	369,56	50,111	0,35444	351,79	29	231,6	29,673	232,49	90	306,57
85	1,4991	367,41	48,937	0,35444	350,79	29	231,6	29,589	232,38	85	299,71
80	1,3434	365	47,577	0,35444	349,64	29	231,6	29,512	232,27	80	293,06

W kolejnych tabelach 5.31, 5.32 i 5.33 przedstawiono wyniki obliczeń dla obiegu górnego, dolnego oraz całej siłowni binarnej dla pary czynników: cyklopropan – R227ea.

Tabela 5.31. Parametry pracy obiegu górnego (cyklopentan – RC318ea)

t_{skr}	t_{w1}	t_{w2}	\dot{Q}_{dG}	q_{dG}	\dot{m}_{cG}	l_{tG}	l_{pG}	l_{C-RG}	N_{C-RG}	η_{C-RG}	q_{skr}	\dot{Q}_{skr}
°C	°C	°C	kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%	kJ/kg	kW
95	160	110	2090	291,7	7,16	37,1	9,61	27,5	196,74	9,41	254,64	1824,4
90	160	105	2299	311,9	7,37	41,5	9,78	31,7	233,81	10,17	270,4	1993,1
85	160	100	2508	330,9	7,58	46,1	9,9	36,2	274,51	10,95	284,8	2158,5

Tabela 5.32. Parametry pracy obiegu dolnego (cyklopentan – RC318)

\dot{Q}_{skr}	q_{parG}	\dot{m}_{cG}	q_{podG}	\dot{Q}_{pod}	$\dot{m}_{w pod}$	l_{tD}	l_{pD}	l_{C-RD}	N_{C-RD}	η_{C-RD}
kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kW	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%
1824,4	62,99	28,96	74,08	2145,6	7,33	17,77	0,89	16,88	1250,5	31,50
1993,1	67,7	29,44	67,33	1982,2	7,30	16,62	0,78	15,84	1066,5	26,83
2158,5	71,94	30,00	60,79	1823,9	7,27	15,36	0,67	14,69	893,0	22,42

Tabela 5.33. Parametry pracy siłowni binarnej (cyklopentan – RC318)

\dot{Q}_{dB}	N_{C-RB}	η_{C-RB}	q
kW	kW	%	-
4235,6	1447,21	34,17	0,598
4281,2	1300,31	30,37	0,464
4331,9	1167,51	26,95	0,356

W tabeli 5.34 przedstawiono zestawienie wyników dla analizowanych par czynników dotyczące siłowni binarnej.

Tabela 5.34. Parametry pracy siłowni binarnej

Czynniki w siłowni: górny–dolny	t_{skr}	\dot{Q}_{dB}	N_{C-RB}	η_{C-RB}
	°C	kW	kW	%
amoniak – R227ea	95	4956,4	1547,55	31,22
	90	4761,1	1388,45	29,16
	85	4670,4	1241,18	26,58
amoniak – RC318	95	4291,8	1437,23	33,49
	90	4335,4	1286,35	29,67
	85	4384,5	1148,36	26,19
cyklopropan – R227ea	95	4883,2	1557,53	31,90
	90	4695,6	1402,42	29,87
	85	4609,8	1260,33	27,34
cyklopropan – RC318	95	4235,6	1447,21	34,17
	90	4281,2	1300,31	30,37
	85	4331,9	1167,51	26,95

Wyniki dla siłowni nadkrytycznej jednoobiegowej przy założeniu skraplania w temperaturze 29°C i przyjęciu końca ekspansji pary w turbinie na linii $x=1$ dla amoniaku i cyklopropanu przedstawiono w tabeli 5.35.

Tabela 5.35. Parametry pracy jednoobiegowej siłowni nadkrytycznej z czynnikiem mokrym

Czynnik	Moc N_{C-R}	Sprawność η_{C-R}
	kW	%
Amoniak	826,27	16,90
cyklopropan	979,85	20,21

Dla czynnika RC318 w obiegu dolnym siłowni binarnej przeprowadzono dodatkową analizę dla trzech temperatur parowania w obiegu dolnym 110, 105 i 100°C. Temperatura nośnika ciepła dla drugiego źródła zmienia się w granicach od 100 do 110°C. Dla tych parametrów wyniki obliczeń przedstawiono w poniższych tabelach 5.36 – 5.40.

Tabela 5.36. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla amoniaku

Charakterystyczny punkt obiegu górnego									
1g			2sg			3g		4sg	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
160	13,285	1607,3	110	7,5783	1546,2	110	932,84	115,95	946,02
160	12,714	1634,5	105	6,8923	1564,7	105	897,51	110,32	910,51
160	12,168	1658,7	100	6,2553	1579,8	100	864,16	104,8	876,97

Tabela 5.37. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika RC318 (obieg górny – amoniak) (temperatura parowania w obiegu dolnym 100–110°C)

Charakterystyczny punkt obiegu dolnego											
1d			2sd			3d		4sd		5d	
T	p	h	T	p	h	T	h	T	h	T	h
°C	MPa	kJ/kg	°C	MPa	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg	°C	kJ/kg
110	2,5045	372,09	49,164	0,35444	350,99	29	231,6	30,082	233,05	110	338,42
105	2,2682	373,21	51,022	0,35444	352,57	29	231,6	29,968	232,89	105	329,21
100	2,0514	372,69	51,364	0,35444	352,86	29	231,6	29,862	232,75	100	321,16

W kolejnych tabelach 5.38, 5.39 i 5.40 przedstawiono wyniki obliczeń dla obiegu górnego, dolnego oraz całej siłowni binarnej.

Tabela 5.38. Parametry pracy obiegu górnego (amoniak – RC318)

t_{skr}	t_{w1}	t_{w2}	\dot{Q}_{dG}	q_{dG}	\dot{m}_{cG}	l_{tG}	l_{pG}	l_{C-RG}	N_{C-RG}	η_{C-RG}	q_{skr}	\dot{Q}_{skr}
°C	°C	°C	kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%	kJ/kg	kW
110	160	125	1463	674,5	2,17	61,1	13,18	47,9	103,95	7,10	613,36	1330,5
105	160	120	1672	737,0	2,27	69,8	13,0	56,8	128,86	7,71	667,19	1513,6
100	160	115	1881	794,5	2,37	78,9	12,81	66,1	156,46	8,32	715,64	1694,2

Tabela 5.39. Parametry pracy obiegu dolnego (amoniak – RC318)

\dot{Q}_{skr}	q_{parG}	\dot{m}_{cG}	q_{podG}	\dot{Q}_{pod}	$\dot{m}_{w pod}$	l_{tD}	l_{pD}	l_{C-RD}	N_{C-RD}	η_{C-RD}
kW	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kW	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kW	%
1330,5	33,67	39,51	105,37	4163,7	11,72	21,1	1,45	19,65	2070,5	37,69
1513,6	44	34,40	96,32	3313,5	9,91	20,64	1,29	19,35	1863,8	38,61
1694,2	51,53	32,88	88,41	2906,8	9,27	19,83	1,15	18,68	1651,5	35,89

Tabela 5.40. Parametry pracy siłowni binarnej (amoniak – RC318)

\dot{Q}_{dB}	N_{C-RB}	η_{C-RB}	q
kW	kW	%	-
5626,7	2174,47	38,65	1,415
4985,5	1992,65	39,97	1,115
4787,8	1807,96	37,76	0,878

W przypadku czynnika RC318 w obiegu dolnym siłowni binarnej przy temperaturze parowania wynoszącej 110°C zachodzi konieczność doprowadzania nośnika ciepła z drugiego źródła ciepła. Całkowity strumień nośnika ciepła doprowadzanego do parowacza obiegu dolnego dla tej temperatury parowania wynosi 11,72 kg/s (amoniak – RC318).

Uzyskane wyniki obliczeń wskazują na to, że dla przyjętych założeń wprowadzenie dodatkowego obiegu dolnego wykorzystującego ciepło skraplania czynnika z obiegu górnego

(nadkrytycznego) wpływa korzystnie na parametry pracy całego układu. Wzrasta zarówno moc, jak i sprawność obiegu.

Z przeprowadzonej analizy wynika również to, że spadek temperatury skraplania w obiegu górnym wpływa na spadek sprawności oraz mocy siłowni binarnej.

Szczegółowa analiza wyników dla poszczególnych obiegów (górnego i dolnego) wykazała, że spadek temperatury skraplania czynnika w obiegu górnym wpływa korzystnie na parametry pracy obiegu górnego (wzrasta sprawność i moc obiegu), ale z drugiej strony powoduje obniżenie temperatury odparowania w obiegu dolnym, co skutkuje spadkiem mocy, jak i sprawności obiegu dolnego.

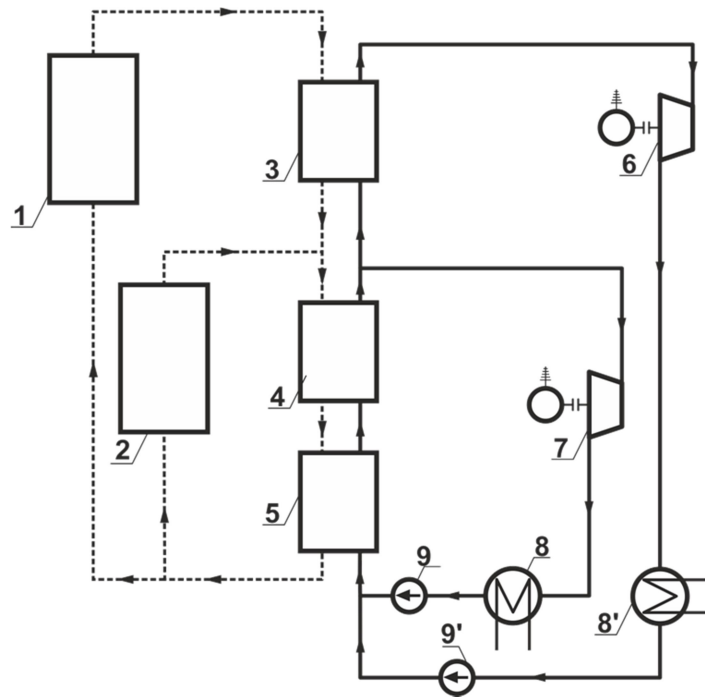
Analiza wykazała, że oprócz dużego wpływu temperatury skraplania w obiegu górnym znaczący wpływ na parametry pracy siłowni binarnej ma także rodzaj zastosowanego czynnika zarówno w obiegu górnym, jak i dolnym. Spośród wymienionych powyżej par czynników niskowrzących najkorzystniejsze efekty uzyskano dla cyklopropanu w obiegu górnym i czynnika R227ea w obiegu dolnym.

5.4. Siłownia ORC z dwuzródłowym zasilaniem, układ z dodatkowym przegrzewaczem i turbiną na parę przegrzaną

W tym podrozdziale monografii została przedstawiona analiza nowego rozwiązania siłowni ORC pozwalającego na wykorzystanie dwóch różnotemperaturowych źródeł ciepła do generacji energii elektrycznej. W odróżnieniu do wcześniej przedstawionych układów w tym układzie mamy dwa obiegi, które częściowo się pokrywają. Rozwiązanie to, jako wynalazek zostało zgłoszone do Urzędu Patentowego, w wyniku czego w dniu 04.01.2018 roku wydana została pozytywna decyzja o przyznaniu patentu (patent ogłoszono w dniu 31.07.2018 roku) [190].

5.4.1. Schemat układu

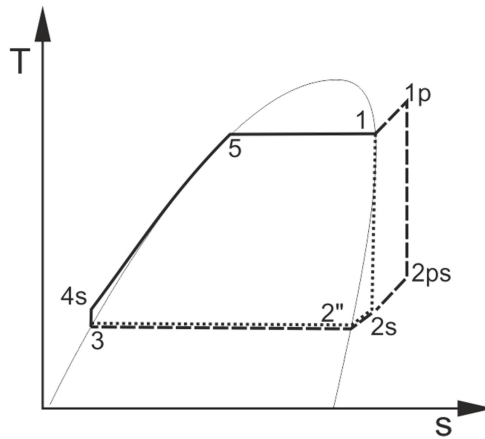
Rozpatrywana elektrownia ORC składa się z dwóch obiegów Clausiusa-Rankine'a, jednakże nie jest to klasyczna siłownia dwuobiegowa, ponieważ, tak jak wspomniano wcześniej, obiegi te „częściowo się pokrywają”. Oznacza to, że niektóre przemiany w obu obiegach realizowane są w tych samych urządzeniach. Schemat przedstawiający sposób połączenia poszczególnych urządzeń w układzie dwubiegowej siłowni ORC przedstawiono na rysunku 5.13.



Rys. 5.13. Schemat układu siłowni dwuobiegowej zasilanej z dwóch źródeł ciepła

Zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 5.13 układ dwuobiegowej siłowni ORC składa się z podgrzewacza 5, parowacza 4, przegrzewacza 3, dwóch turbogeneratorów 6 i 7, dwóch skraplaczy 8 i 8' oraz dwóch pomp obiegowych 9 i 9'. Pierwsza turbina 7 jest turbiną na parę nasyconą suchą, a druga 6 na parę przegrzaną. Ponieważ w układzie dwuobiegowej siłowni ORC pierwsza turbina jest zasilana parą nasyconą suchą, w układzie zachodzi konieczność zastosowania suchego czynnika obiegowego. Podział i właściwości czynników obiegowych stosowanych w układach ORC (substancje niskowrzących) opisano we wcześniejszej części monografii. W przypadku czynników suchych trzeba pamiętać o tym, że są one tak zwanymi czynnikami suchymi w ściśle określonym zakresie temperatur parowania. Zakres tych temperatur jest indywidualną cechą każdego czynnika, zależną od przebiegu krzywej nasycenia $x=1$ (punkty określające stan pary nasyconej suchej). W niniejszej analizie tak dobierano temperatury parowania, aby ten warunek był spełniony.

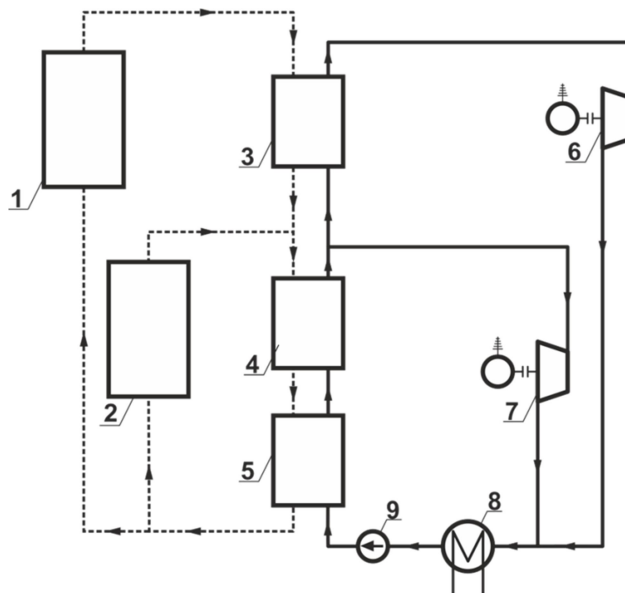
Z termodynamicznego punktu widzenia, w układzie siłowni przedstawionej na rysunku 5.13, w obu obiegach realizowane są podkrytyczne obiegi Clausiusa-Rankine'a. W pierwszym z nich realizowany jest obieg C-R na parę nasyconą suchą, a w drugim obieg C-R na parę przegrzaną. Z uwagi na częściowe pokrywanie się przemian w obu obiegach czynnikiem roboczym jest ta sama substancja organiczna. Na rysunku 5.14 przedstawiono przemiany termodynamiczne realizowane w dwuobiegowej siłowni ORC w układzie współrzędnych T-s (temperatura-entropia właściwa).



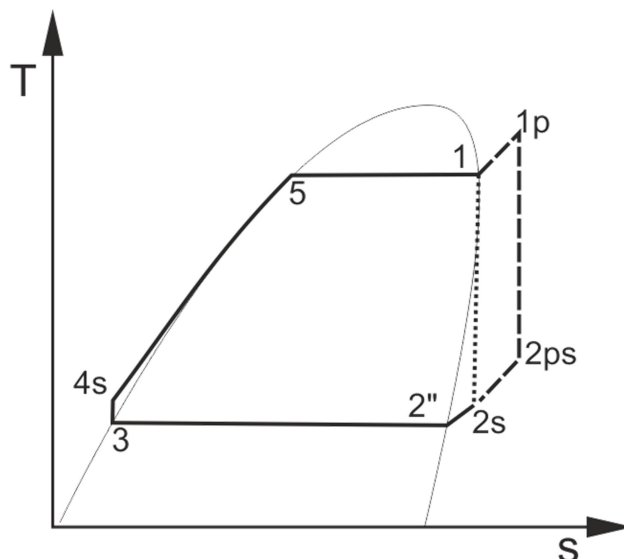
Rys. 5.14. Przemiany termodynamiczne realizowane w dwuobiegowej siłowni ORC (układ T-s)

Przemiany przedstawione na rysunku 5.14 w postaci linii ciągłej stanowią część wspólną obu obiegów, natomiast linią przerywaną przedstawiono przemiany zachodzące tylko w obiegu na parę przegrzaną, a linią kropkową przemiany zachodzące tylko w obiegu na parę nasyconą suchą.

Z uwagi na to, że w obu obiegach jest ta sama substancja robocza, można w układzie siłowni dwuobiegowej przedstawionej na rysunku 5.13 zastosować jeden skraplacz oraz jedną pompę obiegową. Schemat układu z tą modyfikacją przedstawiono na rysunku 5.15, natomiast na rysunku 5.16 przedstawiono przemiany termodynamiczne w obu obiegach siłowni ORC z jednym skraplaczem i jedną pompą (linia ciągła – przemiany wspólne, linia przerywana – obieg na parę przegrzaną, linia kropkowa – obieg na parę nasyconą suchą).



Rys. 5.15. Schemat układu siłowni dwuobiegowej zasilanej z dwóch źródeł ciepła (wspólny skraplacz i pompa)



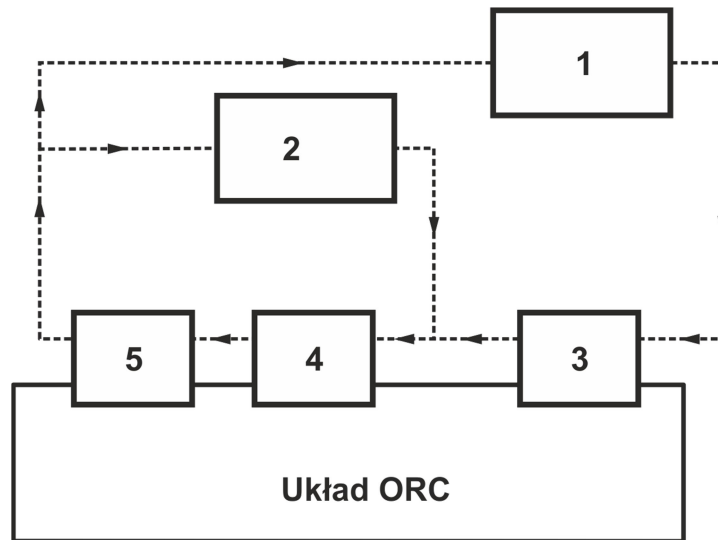
Rys. 5.16. Przemiany termodynamiczne realizowane w dwuobiegowej siłowni ORC (układ T-s)
(wspólny skraplacz i pompa)

W dalszej części tego rozdziału opisano sposób zasilania układu ORC (rysunek 5.13) z dwóch różnotemperaturowych źródeł ciepła oraz sposób realizacji przemian termodynamicznych w samym układzie ORC.

5.4.2. Sposób zasilania układu ORC

W rozpatrywanej siłowni ORC wykorzystywane są dwa różnotemperaturowe źródła ciepła. Energia cieplna z tych źródeł do układu ORC doprowadzana jest za pomocą dwóch strumieni wody, z których każdy charakteryzuje się inną temperaturą.

Pierwszy strumień wody jako nośnik energii o wyższej temperaturze kierowany jest do przegrzewacza układu ORC. Drugi strumień wody jako nośnik energii o nieco niższej temperaturze doprowadzany jest do parowacza układu ORC. Tak, jak przedstawiono to na poglądowym schemacie obrazującym sposób zasilania układu ORC (rysunek 5.13), pomiędzy przegrzewaczem a parowaczem następuje połączenie tych strumieni, które to po opuszczeniu wymienników ciepła układu ORC ponownie się rozdzielają.



Rys. 5.17. Schemat zasilania układu ORC z dwóch źródeł ciepła

Analizując powyższy schemat zasilania układu ORC (rysunek 5.17), widać, że strumień wody z pierwszego źródła ciepła 1 doprowadzany jest do przegrzewacza 3 tego układu. Parametry pracy przegrzewacza 3 (charakterystyka temperaturowa) dobrano tak, aby temperatura wody opuszczającej ten wymiennik była równa temperaturze wody doprowadzanej z drugiego źródła ciepła 2 do parowacza 4 układu ORC. Przy tak dobranych temperaturach, strumień wody opuszczającej przegrzewacz (nośnik energii z pierwszego źródła ciepła) bezpośrednio za przegrzewaczem łączy się ze strumieniem wody doprowadzanym z drugiego źródła ciepła. Po wymieszaniu połączone strumienie kierowane są do parowacza, a następnie do podgrzewacza 5 układu ORC. Strumień wody po opuszczeniu układu ORC, czyli za podgrzewaczem, rozdziela się ponownie na dwa strumienie \dot{m}_{z1} i \dot{m}_{z2} , które kierowane są odpowiednio do pierwszego i drugiego źródła ciepła.

5.4.3. Sposób realizacji przemian termodynamicznych w obiegach układu ORC

Zgodnie z tym, co przedstawiono na rysunku 5.14, w obu obiegach realizowane są cykle Clausiusa-Rankine'a. Zatem zarówno w pierwszym, jak i w drugim obiegu można wyróżnić cztery przemiany. Doprowadzanie ciepła do układu ze źródła (przemiana 4s-1 i 1-1p), izentropowe rozprężanie pary w turbinie (przemiany 1-2s i 1p-2sp), wyprowadzanie ciepła z układu (przemiany w skraplaczach 2s-3 i 2sp-3) oraz izentropowe pompowanie czynnika (przemian realizowana w pompie 3-4s).

Proces izobarycznego doprowadzania ciepła rozpoczyna się w podgrzewaczu, w którym ciecz czynnika organicznego podgrzewa się od temperatury skraplania do temperatury parowania. Następnie dalszy proces izobarycznego doprowadzania ciepła odbywa się

w parowaczu, w którym wytworzona zostaje para nasycona sucha. Para ta po opuszczeniu parowacza rozdziela się na dwa strumienie masowe, z których pierwszy kierowany jest do turbiny obiegu na parę nasyconą suchą. Pozostała część strumienia pary nasyconej suchej kierowana jest do przegrzewacza, w którym kontynuowany jest proces doprowadzania ciepła. Para po przegrzaniu do odpowiedniej temperatury z przegrzewacza kierowana jest do drugiej turbiny w obiegu na parę przegrzaną.

Zarówno w jednej, jak i w drugiej turbinie proces rozprężania pary odbywa się do tego samego ciśnienia, tzn. do ciśnienia odpowiadającego temperaturze skraplania. W obu obiegach strumienie pary po opuszczeniu turbin kierowane są do skraplaczy. W skraplaczach, w pierwszej kolejności dochodzi do wychłodzenia pary do stanu nasycenia, a następnie do skroplenia. Czynnikiem odbierającym ciepło w skraplaczach jest woda chłodząca, która doprowadzana jest ze zbiornika powierzchniowego lub z chłodni kominowej (ewentualnie chłodni wentylatorowej).

Skropliny czynnika obiegowego z obu skraplaczy za pomocą pomp cyrkulacyjnych kierowane są ponownie do podgrzewacza. Zatem strumienie czynników roboczych z pierwszego i drugiego obiegu łączą się za pompami i jako jeden strumień kierowane są do wymienników ciepła układu ORC.

W wariacie z jednym skraplaczem i jedną pompą obiegową strumienie pary opuszczające turbiny łączą się z sobą, po czym jako jeden strumień pary kierowane są do skraplacza. Po skropleniu czynnik kierowany jest ponownie do podgrzewacza.

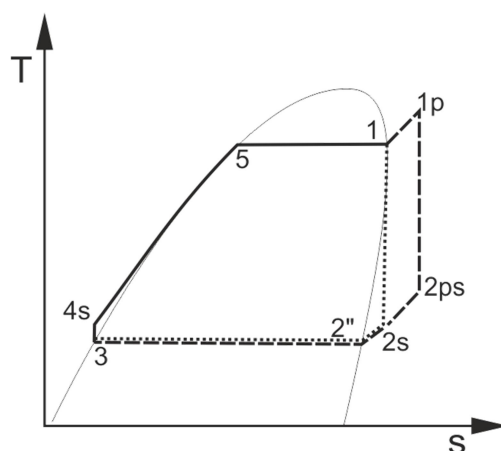
5.4.4. Metodyka obliczeń

Ocena efektywności pracy analizowanych układów została przeprowadzana na podstawie wartości dwóch podstawowych parametrów określających funkcjonowanie układu, tzn. mocy oraz sprawności obiegu C-R.

W celu wyznaczenia tych parametrów konieczne jest przeprowadzenie obliczeń cieplno-przepływowych rozpatrywanej siłowni, co pokrótce przedstawiono w dalszej części tego podrozdziału.

W pierwszej kolejności dla przyjętych założeń wyznaczono parametry kaloryczne w charakterystycznych punktach obiegu. Każdorazowo punktem wyjścia do wyznaczenia tych parametrów są przyjęte wartości temperatur: skraplania T_{skr} , parowania T_{par} i przegrzania T_{prz} .

Na poniższym rysunku 5.18, dla przypomnienia, przedstawiono wykresy przemian termodynamicznych w rozpatrywanym układzie siłowni ORC z zaznaczonymi punktami charakterystycznymi.



Rys. 5.18. Przemiany termodynamiczne realizowane w dwuobiegowej siłowni ORC (układ T-s)

Sposób określania poszczególnych parametrów termicznych i kalorycznych szczegółowo opisano poniżej. Jest to sposób pozwalający na określenie tych parametrów z wykorzystaniem bazy czynników RefPROP 9.0 [36].

Parametry w punktach 2'', 3, 5, 1 określono na podstawie wartości temperatur parowania $T_{\text{par}}=T_5=T_1$ i skraplania $T_{\text{skr}}=T_{2''}=T_3$.

Z uwagi na to, że obieg Clausiusa-Rankine'a składa z izobarycznego doprowadzania ciepła (przemiana 4s-1 i 1-1p) oraz izobarycznego wyprowadzania ciepła (przemiana 2sp-3, 2sn-3), ciśnienia w poszczególnych punktach obiegu wynikają bezpośrednio z przyjętych wartości temperatur parowania i skraplania. Zatem górne ciśnienie w obiegu wynika z przyjętej temperatury parowania, dolne ciśnienie z przyjętej wartości temperatury skraplania, a relacje pomiędzy ciśnieniami w charakterystycznych punktach obiegu przyjmują następującą postać:

$$p_5=p_1=p_{1p}=p_{4s}=f(T_{\text{par}}), \quad (5.38)$$

$$p_3=p_{2s}=p_{2sp}=p_{2''}=f(T_{\text{skr}}). \quad (5.39)$$

Po określeniu ciśnień w poszczególnych punktach obiegu w następnej kolejności określono entropie właściwe czynnika obiegowego w tych punktach.

W punkcie 3 (za skraplaczem) czynnik obiegowy znajduje się w stanie ciekłym, a dokładniej mówiąc, jest to ciecz w stanie nasycenia, zatem entropia właściwa czynnika

obiegowego w tym punkcie jest funkcją temperatury nasycenia równej temperaturze skraplania przy stopniu suchości $x=0$. Zależność tą można zapisać następująco:

$$s_3=f(T_{skr},x=0) . \quad (5.40)$$

Znając wartość entropii właściwej w punkcie 3, można określić entropię właściwą czynnika w punkcie 4s. Przyjmując, że w pompie zachodzi przemiana izentropowa, entropia właściwa w punkcie 4s jest równa entropii w punkcie 3:

$$s_{4s}=s_3 \quad (5.41)$$

Entropię właściwą w punkcie 5 określono analogicznie jak w punkcie 3. Entropia właściwa czynnika obiegowego w punkcie 5 jest więc funkcją temperatury nasycenia, równej temperaturze parowania przy stopniu suchości $x=0$, co można zapisać następująco:

$$s_5=f(T_{par},x=0). \quad (5.42)$$

Entropia właściwa czynnika obiegowego w punkcie 1, czyli za parowaczem układu ORC jest funkcją temperatury nasycenia równej temperaturze parowania przy stopniu suchości $x=1$. Oznacza to, że para w tym punkcie jest parą nasyconą suchą, zatem zależność funkcyjną pozwalającą wyznaczyć entropię właściwą w punkcie 1 można zapisać następująco:

$$s_1=f(T_{par},x=1). \quad (5.43)$$

W punkcie 1 entropia właściwa jest funkcją ciśnienia p_1 oraz temperatury przegrzania $T_{prze}=T_1$, co można zapisać następująco:

$$s_1=f(p_1,T_1) . \quad (5.44)$$

Parametry końcowe pary po procesie rozprężania w turbinach trzeba rozpatrywać dla każdej turbiny osobno, pomimo, że para w jednej i drugiej turbinie rozprężana jest do tego samego ciśnienia, czyli do ciśnienia nasycenia odpowiadającego temperaturze skraplania. Przyjmując, że w obu turbinach proces rozprężania pary przebiega izentropowo, wartości entropii właściwej pary na wypływie z turbin określono na podstawie wartości entropii właściwej pary na dopływie do turbin. Zatem dla turbiny na parę nasyconą suchą entropia właściwa w punkcie 2sn wynosi:

$$s_{2sn}=s_1, \quad (5.45)$$

natomiast dla turbiny na parę przegrzaną entropia właściwa w punkcie 2sp wynosi:

$$s_{2sp} = s_1. \quad (5.46)$$

W przypadku czynników suchych, gdy proces rozprężania pary w turbinie kończy się w obszarze pary przegrzanej, koniecznym staje się wyznaczenie parametrów czynnika w punkcie 2". Entropię właściwą czynnika w tym punkcie określono dla pary nasyconej suchej ($x=1$) o temperaturze odpowiadającej temperaturze skraplania:

$$s_{2''} = f(T_{skr}, x=1). \quad (5.47)$$

Kolejnym etapem określania parametrów kalorycznych jest wyznaczenie entalpii właściwych w poszczególnych punktach obiegu. Dla poszczególnych punktów entalpię właściwą czynnika obiegowego określono następująco.

Entalpie właściwe w punktach 3 oraz 5 określono na podstawie temperatury cieczy w stanie nasycenia ($x=0$), jak następuje:

$$h_5 = f(T_3 = T_{skr}, x=0), \quad (5.48)$$

$$h_5 = f(T_5 = T_{par}, x=0). \quad (5.49)$$

W punktach 1 oraz 2" entalpie właściwe określono na podstawie wartości temperatur pary nasyconej suchej $x=1$:

$$h_6 = f(T_1 = T_{par}, x=1), \quad (5.50)$$

$$h_{2''} = f(T_{2''} = T_{skr}, x=1). \quad (5.51)$$

W punkcie 1p entalpia właściwa pary jest funkcją ciśnienia i temperatury przegrzania, co można zapisać następująco:

$$h_{1p} = f(p_1, T_{1p} = T_{prze}) \quad (5.52)$$

W pozostałych punktach, czyli 4s, 2sn i 2sp entalpie właściwe określono jako funkcje ciśnienia i entropii właściwej, co dla poszczególnych punktów można zapisać następująco:

$$h_{4s} = f(p_{4s} = p_1, s_{4s} = s_3) \quad (5.53)$$

$$h_{2sn} = f(p_{2sn} = p_{skr}, s_{2sn} = s_6) \quad (5.54)$$

$$h_{2sp} = f(p_{2sp} = p_{skr}, s_{2sp} = s_1) \quad (5.55)$$

Ze względu na to, że para czynnika suchego po rozprężeniu w turbinie jest parą przegrzaną, należy określić jej temperaturę. Temperatura ta w pewnych przypadkach może być znacznie wyższa od temperatury skraplania, co stwarza możliwość zastosowania wewnętrznej

regeneracji ciepła w układzie ORC. Temperatura pary za turbiną określana jest również z wykorzystaniem bazy czynników RefPROP 9.0 [36], jako funkcja ciśnienia skraplania i entropii właściwej lub funkcja ciśnienia skraplania i entalpii właściwej, co można zapisać następująco:

$$T_{2sn}=f(p_{2sn}=p_{skr}, s_{2sn}=s_1) \text{ lub } T_{2sn}=f(p_{2sn}=p_{skr}, h_{2sn}), \quad (5.56)$$

$$T_{2sp}=f(p_{2sp}=p_{skr}, s_{2sp}=s_1) \text{ lub } T_{2sp}=f(p_{2sp}=p_{skr}, h_{2sp}). \quad (5.57)$$

Postępując podobnie, można wyznaczyć temperaturę czynnika za pompą obiegową, co zapisano następująco:

$$T_{4s}=f(p_{4s}=p_{par}, s_{4s}=s_3) \text{ lub } T_{4s}=f(p_{4s}=p_{par}, h_{4s}). \quad (5.58)$$

W ten sposób określono wszystkie parametry termiczne (p, T) oraz kaloryczne (s, h) czynnika roboczego w poszczególnych punktach obiegu. Znajomość tych parametrów jest warunkiem koniecznym do dalszej analizy, czyli do przeprowadzenia obliczeń cieplno-przepływowych analizowanego układu. Celem tych obliczeń jest wyznaczenie sprawności termicznej obiegu zasilanego z dwóch źródeł ciepła $\eta_{C-R(2)}$ oraz jego mocy $N_{C-R(2)}$.

Do układu ORC doprowadzane są dwa strumienie nośników energii w postaci strumieni wody ze źródeł ciepła 1 i 2. Uwzględniając przyjęte rozkłady temperatury w parowaczu i przegrzewaczu oraz ciśnienie wody, określono entalpię właściwą wody przed i za wymiennikami ciepła, wykorzystując bazę czynników RefPROP 9.0 [36] (ciśnienie wody zostało przyjęte po to, aby umożliwić określenie entalpii właściwej wody, wartość tego ciśnienia nie wpływa na wartość entalpii właściwej, wpływ ten jest pomijalnie mały).

Entalpia właściwa wody doprowadzanej ze źródła z1 do przegrzewacza układu ORC określona została następująco:

$$h_{z1-1}=f(T_{z11}, p_{z1}). \quad (5.59)$$

Strumień wody \dot{m}_{z1} w przegrzewaczu ochładza się do temperatury równej temperaturze wody doprowadzanej ze źródła z2. Uwzględniając ten fakt, można zapisać, że:

$$T_{z2-1}=T_{z1-2}. \quad (5.60)$$

Przy przyjętych założeniach równość temperatur oznacza również równość entalpii właściwych, co można zapisać następująco:

$$h_{z1-2}=f(T_{z1-2}, p_{z1}), \quad (5.61)$$

$$h_{z2-1}=f(T_{z2-1}, p_{z1}=p_{z2}), \quad (5.62)$$

$$h_{z2-1} = h_{z1-2}. \quad (5.63)$$

Jak wynika z przedstawionego schematu siłowni ORC (rysunek 5.13) do parowacza, po uprzednim zmieszaniu, doprowadzane są dwa strumienie wody \dot{m}_{z1} i \dot{m}_{z2} . Z przyjętego rozkładu temperatur w parowaczu wynika, że temperatura wody na wypływie z tego wymiennika ciepła jest wyższa od przyjętej temperatury parowania o wartość ΔT_{pp} . Uwzględniając to założenie, określono entalpię właściwą wody opuszczającej parowacz h_{zX-3} następująco:

$$h_{zX-3} = f(T_{zX-3} = T_{par} + \Delta T_{pp}, p_{z1} = p_{z2}). \quad (5.64)$$

W zależności (5.64) wprowadzony indeks „zX” dotyczy parametrów strumienia wody powstałego ze zmieszania strumienia wody \dot{m}_{z1} oraz strumienia wody \dot{m}_{z2} (czyli dotyczy wody z obu źródeł ciepła).

Z parowacza połączony strumień wody kierowany jest do podgrzewacza, gdzie następuje dalsze obniżenie jego temperatury do wartości T_{zX-4} . Temperaturę tę, po uprzednim określeniu entalpii właściwej wody opuszczającej podgrzewacz z zależności (5.64), wyznaczono następująco:

$$T_{zX-4} = f(h_{zX-4}, p_{z1} = p_{z2}). \quad (5.65)$$

W analizowanym układzie w obiegu siłowni ORC następuje rozdzielanie czynnika roboczego w obiegu na dwa strumienie kierowane do dwóch turbin. To powoduje, że w celu wyznaczenia mocy i sprawności układu w pierwszej kolejności należy wyznaczyć te strumienie. Zatem wykorzystując równania bilansu energii wymienników ciepła układu ORC, należy wyznaczyć strumień czynnika roboczego kierowany \dot{m}_{orc1} do turbiny na parę nasyconą suchą oraz drugi strumień czynnika \dot{m}_{orc2} kierowany do turbiny na parę przegrzaną.

W celu wyznaczenia strumienia czynnika \dot{m}_{orc1} należy wykorzystać równanie bilansu energii dla przegrzewacza. Pomijając straty ciepła do otoczenia, równanie to przyjmuje następującą postać:

$$\dot{Q}_{prze} = \dot{m}_{orc1} (h_{1p} - h_1) = \dot{m}_{z1} (h_{z1-1} - h_{z1-2}). \quad (5.66)$$

Z równania tego wynika, że strumień ciepła przekazywanego od strumienia wody \dot{m}_{z1} jest równy strumieniowi ciepła przejmowanemu przez strumień czynnika obiegowego \dot{m}_{orc1} w przegrzewaczu (oczywiście jest to tylko słuszne przy przyjętym założeniu dotyczącym braku strat ciepła do otoczenia). Zależność na strumień czynnika obiegowego \dot{m}_{orc1} , kierowanego do turbiny na parę przegrzaną przyjmuje następującą postać:

$$\dot{m}_{orc1} = \dot{m}_{z1} \frac{h_{z1-1} - h_{z1-2}}{h_{1p} - h_1}. \quad (5.67)$$

Tak jak wcześniej wspomniano, do parowacza po uprzednim zmieszaniu doprowadzane są dwa strumienie wody \dot{m}_{z1} i \dot{m}_{z2} . Przy takim rozwiązaniu układu można powiedzieć, że od strony obiegu ORC przez ten parowacz również przepływają dwa strumienie czynnika obiegowego, czyli \dot{m}_{orc1} i \dot{m}_{orc2} . Przy takim zasilaniu parowacza równanie bilansu energii tego wymiennika przyjmuje następującą postać:

$$\dot{Q}_{par} = (\dot{m}_{orc1} + \dot{m}_{orc2})(h_1 - h_5) = (\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2})(h_{z1-1} - h_{zX-3}). \quad (5.68)$$

Z równania bilansu energii dla parowacza można wyznaczyć strumień czynnika obiegowego \dot{m}_{orc2} , który jest kierowany do turbiny na parę nasyconą suchą. Zależność na ten strumień po przekształceniu równania (5.68) przyjmuje następującą postać:

$$\dot{m}_{orc2} = (\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2}) \frac{h_{z1-1} - h_{zX-3}}{h_1 - h_5} - \dot{m}_{orc1} \quad (5.69)$$

Czynnik obiegowy przed odparowaniem (w wymienniku typu parowacz) wcześniej przepływa przez podgrzewacz układu ORC. W podgrzewaczu tym ciecz czynnika obiegowego jest podgrzewana do temperatury nasycenia (temperatury parowania). Równanie bilansu energii podgrzewacza przy pominięciu strat ciepła do otoczenia przyjmuje postać:

$$\dot{Q}_{pod} = (\dot{m}_{orc1} + \dot{m}_{orc2})(h_5 - h_{4s}) = (\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2})(h_{zX-3} - h_{zX-4}). \quad (5.70)$$

W celu sprawdzenia poprawności funkcjonowania układu ORC należy, wykorzystując równanie bilansu energii (5.70), wyznaczyć entalpię właściwą wody opuszczającej podgrzewacz. Zależność ta po przekształceniu równania (5.70) ma następującą postać:

$$h_{zX-4} = h_{zX-3} - \frac{(\dot{m}_{orc1} + \dot{m}_{orc2})(h_5 - h_{4s})}{\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2}}. \quad (5.71)$$

Następnie znając wartości entalpii właściwej h_{zX-4} , można, wykorzystując bazę czynników RefPROP 9.0, z zależności (5.65) wyznaczyć temperaturę wody za podgrzewaczem, czyli zwracanej ponownie do źródeł ciepła.

Kolejnym etapem obliczeń jest wyznaczenie sprawności termicznej oraz mocy obiegu. Moc obiegu należy określić z uwzględnieniem pracy pompowania. Moc pobierana przez pompę w obiegu ORC nie może być pominięta, ponieważ znacząco wpływa na moc całego obiegu. Dogłębna analiza tego problemu przedstawiona została w pracy [190].

Przez obie turbiny układu ORC przepływają różne strumienie czynnika organicznego, więc całkowita moc mechaniczna generowana w układzie jest sumą mocy obu turbin pomniejszoną o moc potrzebną do napędu pomp obiegowych.

Moc mechaniczna turbiny, do której doprowadzana jest para przegrzana, określona została z następującej zależności:

$$N_{CR1} = \dot{m}_{orc1} (h_1 - h_{2sp}). \quad (5.72)$$

Moc mechaniczną turbiny na parę nasycaną suchą określono z poniższej zależności:

$$N_{CR2} = \dot{m}_{orc2} (h_6 - h_{2sn}). \quad (5.73)$$

Przemiany zachodzące w obu pompach realizowane są w zakresie tych samych parametrów czynnika (tzn. ciśnienia przed pompami są takie same, jak i ciśnienia za pompami też są takie same), więc moc potrzebną do przepompowania czynnika organicznego można określić następująco:

$$N_p = (\dot{m}_{orc1} + \dot{m}_{orc2}) (h_{4s} - h_3). \quad (5.74)$$

Uwzględniając moce turbin określone zależnościami (5.73) i (5.74) oraz moc pobieraną przez pompy określoną zależnością (5.58), wyznaczono całkowitą moc mechaniczną rozpatrywanego obiegu siłowni ORC zasilanej z dwóch źródeł ciepła, według następującej zależności:

$$N_{CR(2)} = N_{CR1} + N_{CR2} - N_p. \quad (5.75)$$

Strumień ciepła doprowadzonego do obiegu jest sumą strumieni ciepła doprowadzanych w wymiennikach ciepła układu ORC, czyli w pogrzewaczu, parowaczu oraz przegrzewaczu, co można zapisać następującą zależnością:

$$\dot{Q}_{prze} = \dot{Q}_{pod} + \dot{Q}_{par} + \dot{Q}_{prze}. \quad (5.76)$$

Strumień ciepła wyprowadzanego \dot{Q}_w z obiegu jest sumą strumieni ciepła wyprowadzanych w obu skraplaczach, co można zapisać następująco:

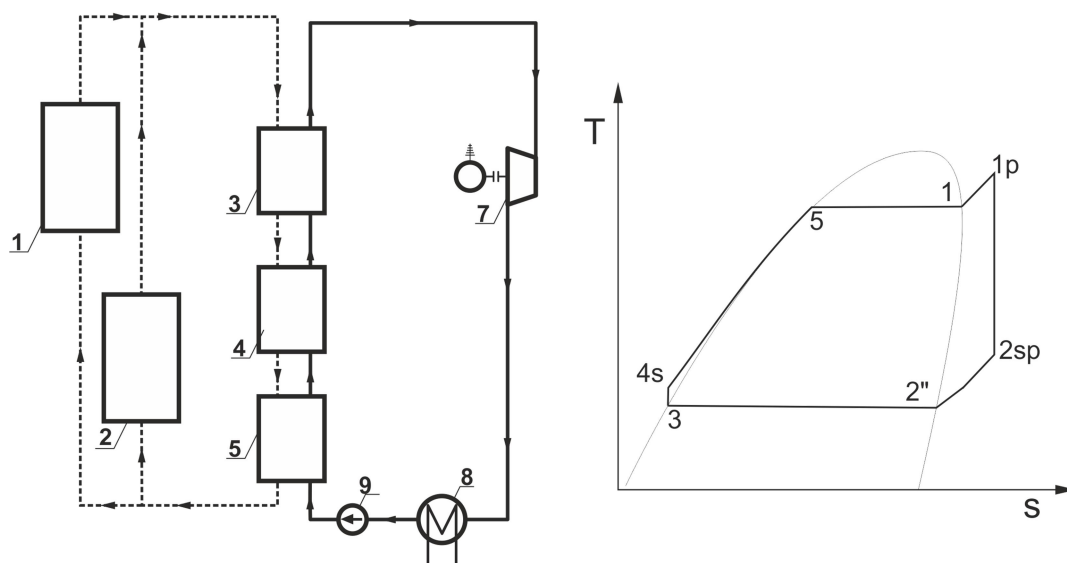
$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{w1} + \dot{Q}_{w2} = \dot{m}_{orc1} (h_{2sp} - h_3) + \dot{m}_{orc2} (h_{2sn} - h_3). \quad (5.77)$$

Sprawność termiczną obiegu zasilanego z dwóch źródeł ciepła określono jako stosunek mocy $N_{CR(2)}$ do strumienia ciepła doprowadzonego \dot{Q}_d z następującej zależności:

$$\eta_{CR(2)} = \frac{N_{CR(2)}}{\dot{Q}_d} \quad (5.78)$$

5.4.5. Analiza parametryczna siłowni ORC z dwuzródłowym zasilaniem

W niniejszym podrozdziale monografii przedstawiona została szeroka analiza wpływu poszczególnych parametrów układu na jego efektywność pracy. W analizie tej uwzględniono zmienność temperatury odparowania oraz przegrzania, wpływ strumieni masowych wody doprowadzanych ze źródeł ciepła, jak i temperatury tych źródeł. Punktem wyjścia do uzasadnienia opisaną powyżej propozycję rozwiązania elektrowni ORC (rysunek 5.13) jest porównanie jej parametrów pracy z przyjętym układem referencyjnym. W analizie tej przyjęto, że układem referencyjnym będzie jednoobiegowa siłownia ORC zasilana z tych samych źródeł ciepła co siłownia dwuobiegowa. Schemat siłowni referencyjnej oraz wykres przemian termodynamicznych czynnika dla tej siłowni przedstawiono na rysunku 5.19.



Rys. 5.19. Schemat jednoobiegowej siłowni referencyjnej zasilanej z dwóch źródeł ciepła, wykres przemian (T-s)

W siłowni referencyjnej przyjęto, że para czynnika obiegowego jest przegrzewana do tej samej temperatury co w układzie siłowni dwuobiegowej przy jednoczesnym zachowaniu tych samych temperatur odparowania. W siłowni referencyjnej przyjęto również pewne założenia ułatwiające analizę a polegające na tym, że nośniki ciepła z dwóch źródeł łączą się w jeden strumień, po czym kierowane są do wymienników ciepła, czyli w kolejności do przegrzewacza, parowacza i podgrzewacza. Przyjęcie tego założenia powoduje, że należy

wyznaczyć entalpie i temperaturę strumienia wody po wymieszaniu się nośników ciepła z obu źródeł. Zależność na entalpię właściwą strumienia wody po wymieszaniu określono na podstawie bilansu energii węzła, w którym te strumienie się mieszają (przy zaniechaniu strat ciepła do otoczenia). Po przekształceniu zależność ta jest następująca:

$$h_{zX-2R} = \frac{\dot{m}_{z1}h_{z1} + \dot{m}_{z2}h_{z2}}{\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2}}. \quad (5.79)$$

Następnie, na podstawie równań bilansu energii parowacza i przegrzewacza wyznaczono strumień czynnika organicznego w siłowni referencyjnej. Zależność na ten strumień po prostych przekształceniach przyjmuje następującą postać:

$$\dot{m}_{ORC R} = \frac{(\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2})(h_{zX-2R} + h_{zX-3R})}{h_{1p} - h_5}. \quad (5.80)$$

Moc mechaniczną turbiny w układzie referencyjnym określono z poniższej zależności:

$$N_{TR} = \dot{m}_{orc R} (h_{1p} - h_{2sp}). \quad (5.81)$$

Moc potrzebną do przepompowania czynnika organicznego w układzie referencyjnym można określić następująco:

$$N_{pR} = \dot{m}_{orc R} (h_{4s} - h_3). \quad (5.82)$$

Uwzględniając moc turbiny określoną zależnością (5.81) oraz moc pobieraną przez pompy określoną zależnością (5.82), wyznaczono całkowitą moc mechaniczną obiegu referencyjnej siłowni ORC (zasilanej z dwóch źródeł ciepła), według następującej zależności:

$$N_{CR R} = N_{TR} - N_{pR}. \quad (5.83)$$

Strumień ciepła doprowadzonego do obiegu jest sumą strumieni ciepła doprowadzanych w wymiennikach ciepła układu ORC, czyli w pogrzewaczu, parowaczu oraz przegrzewaczu, co można zapisać następującą zależnością:

$$\dot{Q}_d R = \dot{Q}_{pod R} + \dot{Q}_{par R} + \dot{Q}_{prze R}. \quad (5.84)$$

Strumień ciepła wyprowadzanego $\dot{Q}_w R$ z obiegu jest sumą strumieni ciepła wyprowadzanych w obu skraplaczach, co można zapisać następująco:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_{orc R} (h_{2sp} - h_3). \quad (5.85)$$

Sprawność termiczną obiegu zasilanego z dwóch źródeł ciepła określono jako stosunek mocy $N_{CR(2)}$ do strumienia ciepła doprowadzonego \dot{Q}_d z następującej zależności:

$$\eta_{CR R} = \frac{N_{CR R}}{\dot{Q}_{dR}}. \quad (5.86)$$

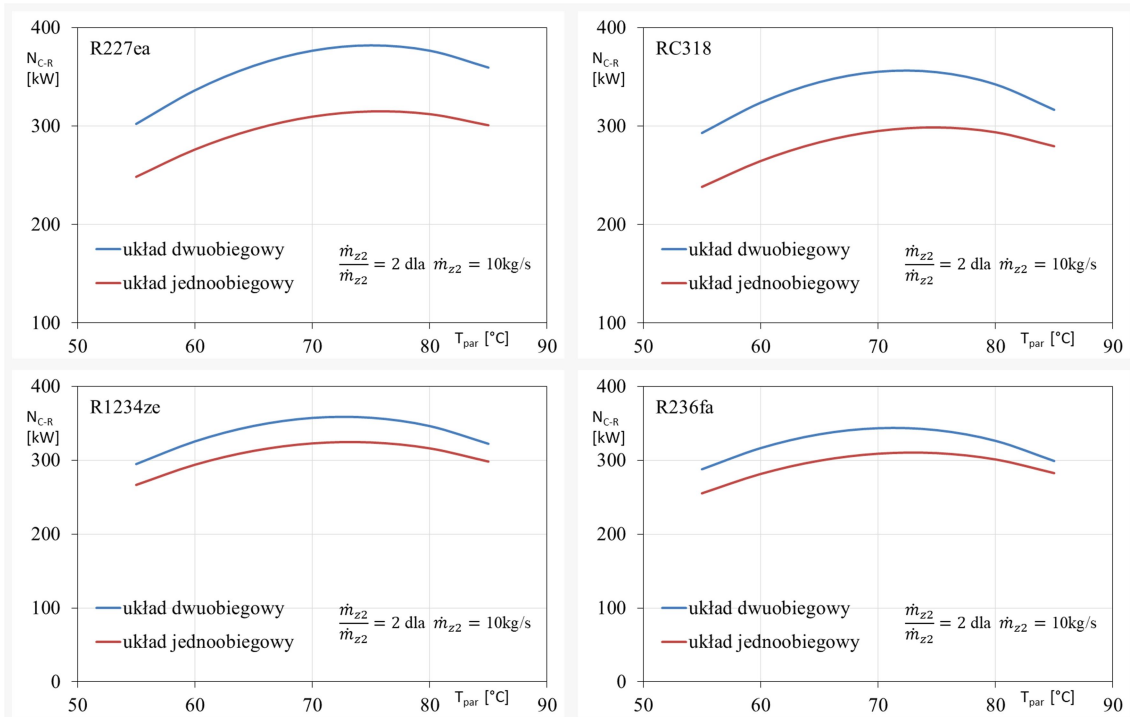
▪ **Wpływ temperatury odparowania czynnika na parametry pracy dwuobiegowej siłowni ORC**

W pierwszej kolejności przeanalizowano, jak na parametry pracy układu siłowni dwuobiegowej wpływa wartość temperatury odparowania (co jest jednoznacznie związane z wartością ciśnienia, przy którym ta przemian zachodzi).

Analiza ta została przeprowadzona przy następujących założeniach:

- czynnik obiegowy: R227ea, RC318, R1234ze, R236fa,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 1: $\dot{m}_{z1}=5$ kg/s; $T_{z1}=120^{\circ}\text{C}$,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 2: $\dot{m}_{z2}=10$ kg/s; $T_{z2}=110^{\circ}\text{C}$,
- ciśnienie wody w źródłach: $p_{z1}=p_{z2}=0,5$ MPa,
- temperatura przegrzewu pary w obiegu: $T_{1p}=110^{\circ}\text{C}$,
- temperatura skraplania czynnika obiegowego: $T_{skr}=30^{\circ}\text{C}$,
- minimalna różnica temperatur pomiędzy nośnikiem ciepła a czynnikiem obiegowym w parowaczu: $\Delta T_{pp}=T_{zX-3}-T_{par}$; $\Delta T_{pp}=5\text{K}$,

Na rysunku 5.20 zamieszczono wykresy przedstawiające wpływ temperatury odparowania na moc osiąganą w układzie ORC z dodatkową turbiną na parę przegrzaną (dwuobiegowym układzie ORC) oraz w układzie referencyjnym dla 4 wybranych czynników. Jak widać z przedstawionych krzywych, moc uzyskiwana w dwuobiegowej siłowni ORC z dodatkową turbiną jest większa od mocy uzyskiwanej w siłowni referencyjnej dla wszystkich analizowanych czynników. Uzyskane wyniki obliczeń wskazują na to, że niezależnie od zastosowanego czynnika obiegowego dla analizowanego układu w zakresie rozpatrywanych parametrów istnieje optymalna wartość temperatury odparowania, dla której uzyskiwana jest maksymalna moc.



Rys. 5.20. Wpływ temperatury odparowania i rodzaju czynnika na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego)

W poniższych tabelach 5.41–5.44 podano szczegółowe wyniki analizy dla czynników R227ea, RC318, R1234ze, R236fa, a mianowicie: moc układu dwuobiegowego $N_{CR(2)}$, moc układu referencyjnego $N_{CR,R}$, względny przyrost mocy ΔN , sprawność układu dwuobiegowego $\eta_{CR(2)}$, sprawność układu referencyjnego $\eta_{CR,R}$, temperaturę wody na wypływie z układu dwuobiegowego T_{zX-4} , temperaturę wody na wypływie z układu referencyjnego $T_{zX-4,R}$.

Tabela 5.41. Wpływ temperatury parowania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego) dla czynnika R227ea

Parametr	Temperatura parowania [°C]						
	55	60	65	70	75	80	85
$N_{CR(2)}$ [kW]	302,2	336,2	361,1	376,5	381,9	376,6	359,4
$N_{CR,R}$ [kW]	248,5	276,2	296,6	309,5	314,9	312,1	300,8
ΔN [%]	21,6	21,8	21,8	21,6	21,3	20,6	19,5
$\eta_{CR(2)}$ [%]	6,8	7,9	8,9	9,8	10,6	11,4	12,1
$\eta_{CR,R}$ [%]	6,1	7,1	8,1	9,0	9,9	10,7	11,5
T_{zX-4} [°C]	43,2	45,8	48,9	52,4	56,4	61,0	66,2
$T_{zX-4,R}$ [°C]	48,8	52,0	55,4	59,1	63,0	67,2	71,9

Tabela 5.42. Wpływ temperatury parowania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318

Parametr	Temperatura parowania [°C]						
	55	60	65	70	75	80	85
$N_{CR(2)}$ [kW]	293,0	323,7	344,6	355,2	354,7	342,3	316,5
$N_{CR,R}$ [kW]	238,3	264,5	283,5	295,0	298,6	293,7	279,5
ΔN [%]	23,0	22,4	21,5	20,4	18,8	16,5	13,2
$\eta_{CR(2)}$ [%]	6,7	7,7	8,7	9,5	10,3	11,0	11,7
$\eta_{CR,R}$ [%]	5,9	6,9	7,8	8,7	9,6	10,4	11,1
T_{zX-4} [°C]	43,7	46,7	50,2	54,2	58,8	64,2	70,3
$T_{zX-4,R}$ [°C]	49,0	52,3	55,9	59,7	63,9	68,5	73,6

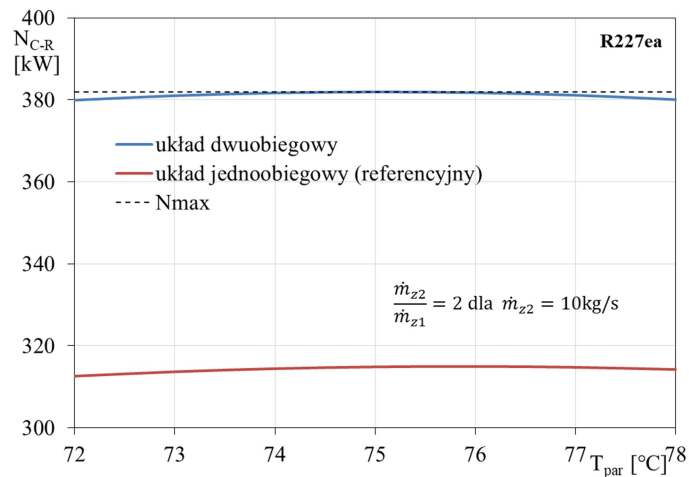
Tabela 5.43. Wpływ temperatury parowania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318

Parametr	Temperatura parowania [°C]						
	55	60	65	70	75	80	85
$N_{CR(2)}$ [kW]	293,0	323,7	344,6	355,2	354,7	342,3	316,5
$N_{CR,R}$ [kW]	238,3	264,5	283,5	295,0	298,6	293,7	279,5
ΔN [%]	23,0	22,4	21,5	20,4	18,8	16,5	13,2
$\eta_{CR(2)}$ [%]	6,7	7,7	8,7	9,5	10,3	11,0	11,7
$\eta_{CR,R}$ [%]	5,9	6,9	7,8	8,7	9,6	10,4	11,1
T_{zX-4} [°C]	43,7	46,7	50,2	54,2	58,8	64,2	70,3
$T_{zX-4,R}$ [°C]	49,0	52,3	55,9	59,7	63,9	68,5	73,6

Tabela 5.44. Wpływ temperatury parowania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa

Parametr	Temperatura parowania [°C]						
	55	60	65	70	75	80	85
$N_{CR(2)}$ [kW]	293,0	323,7	344,6	355,2	354,7	342,3	316,5
$N_{CR,R}$ [kW]	238,3	264,5	283,5	295,0	298,6	293,7	279,5
ΔN [%]	23,0	22,4	21,5	20,4	18,8	16,5	13,2
$\eta_{CR(2)}$ [%]	6,7	7,7	8,7	9,5	10,3	11,0	11,7
$\eta_{CR,R}$ [%]	5,9	6,9	7,8	8,7	9,6	10,4	11,1
T_{zX-4} [°C]	43,7	46,7	50,2	54,2	58,8	64,2	70,3
$T_{zX-4,R}$ [°C]	49,0	52,3	55,9	59,7	63,9	68,5	73,6

W celu określenia dokładnej wartości temperatury, dla której osiągana jest moc maksymalna, dokonano zagęszczenia obliczeń w obrębie optymalnej temperatury odparowania dla czynnika R227ea. Wyniki tych obliczeń dla czynnika R227ea przedstawiono w formie wykresu na rysunku 5.21.

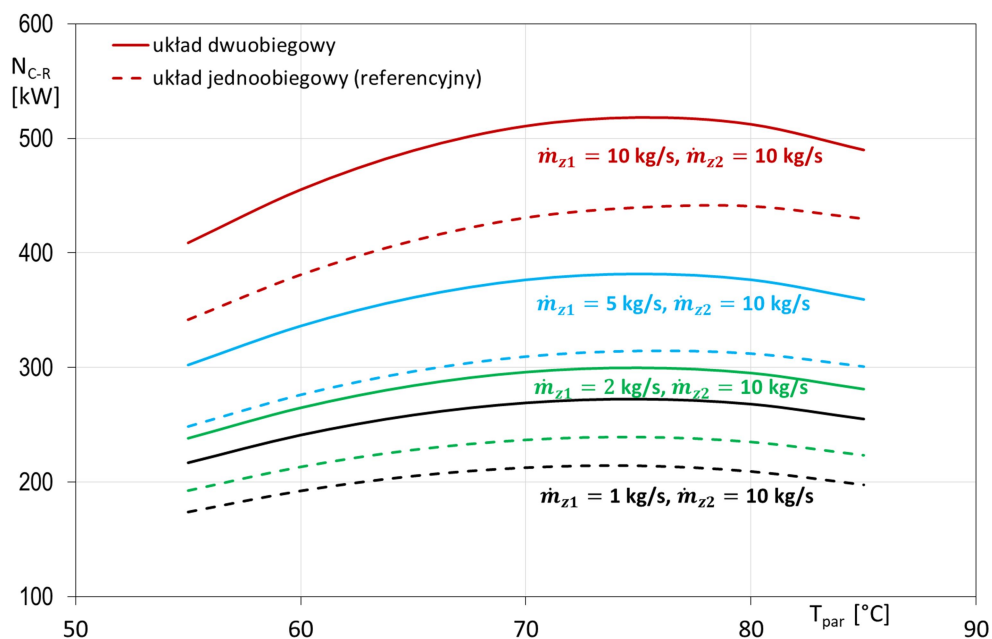


Rys. 5.21. Określenie optymalnej temperatury odparowania dla czynnika R227ea

Obliczenia te wykazały, że wartość maksymalna mocy w przypadku obu układów (dwuobiegowego i referencyjnego) dla przyjętej temperatury źródeł (110 i 120°C), jest osiągnięta przy takiej samej temperaturze odparowania, wynoszącej dla czynnika R227ea około 75°C. dla pozostałych trzech czynników temperatury te wynoszą odpowiednio:

- RC318 – 72°C,
- R1234ze – 73°C,
- R236fa – 71°C.

Na rysunku 5.22 przedstawiono wykres obrazujący wpływ temperatury odparowania i strumienia masowego \dot{m}_{z1} , przy stałym strumieniu masowym \dot{m}_{z2} dla czynnika R227ea.



Rys. 5.22. Wykres obrazujący wpływ temperatury odparowania i strumienia masowego \dot{m}_{z1} na wartość mocy układu dwuobiegowego i referencyjnego, dla czynnika R227ea

Z przedstawionego na rysunku 5.22 wykresu wynika, że wartość strumienia \dot{m}_{z1} znacząco wpływa na moc układu zarówno dwuobiegowego, jak i referencyjnego. Z analizy danych przedstawionych na tym wykresie wynika także, że wartość tego strumienia nie wpływa na optymalną temperaturę odparowania czynnika w siłowni. Dla każdej z analizowanych wartości tego strumienia optymalna temperatura parowania dla danego czynnika obiegowego była zawsze taka sama. Widoczne jest to wyraźnie na rysunku 5.22, na którym przedstawiono wyniki dla czynnika R227ea. Dla każdej konfiguracji wartości strumieni \dot{m}_{z1} i \dot{m}_{z2} optymalna temperatura parowania wynosi około 75°C.

▪ **Wpływ temperatury przegrzania (przy optymalnej temperaturze odparowania) czynnika na parametry pracy dwuobiegowej siłowni ORC**

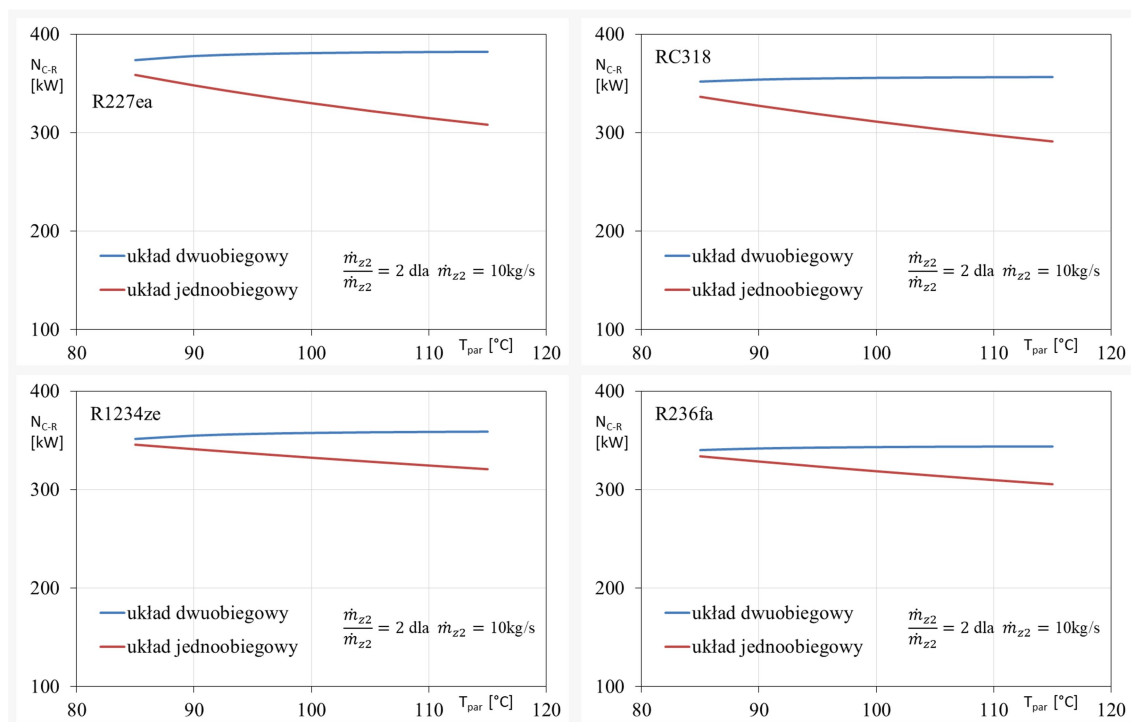
Po określeniu wpływu wartości temperatury odparowania na parametry pracy układu siłowni dwuobiegowej przeanalizowano wpływ temperatury przegrzania na wartość osiąganąj mocy w analizowanym układzie. Obliczenia te wykonano dla czynnika R227ea przy optymalnej temperaturze odparowania, która dla tego czynnika wynosi 75°C. Obliczenia wykonano również dla pozostałych trzech czynników obiegowych.

Analiza ta została przeprowadzona przy następujących założeniach:

- czynnik obiegowy: R227ea, RC318, R1234ze, R236fa,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 1: $\dot{m}_{z1}=5$ kg/s; $T_{z1}=120^\circ\text{C}$,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 2: $\dot{m}_{z2}=10$ kg/s; $T_{z1}=110^\circ\text{C}$,
- ciśnienie wody w źródłach: $p_{z1}=p_{z2}=0,5$ MPa,
- temperatura parowania: $T_5=75^\circ\text{C}$ (R227ea), $T_5=72^\circ\text{C}$ (RC318), $T_5=73^\circ\text{C}$ (R1234ze), $T_5=71^\circ\text{C}$ (R236fa),
- temperatura skraplania czynnika obiegowego: $T_{skr}=30^\circ\text{C}$,
- minimalna różnica temperatur pomiędzy nośnikiem ciepła a czynnikiem obiegowym w parowaczu: $\Delta T_{pp}=T_{zX-3}-T_{par}$; $\Delta T_{pp}=5\text{K}$,

Na wykresach zaprezentowanych na rysunku 5.23 przedstawiono wyniki dotyczące analizy wpływu temperatury przegrzania na efektywność pracy dwuobiegowego układu ORC oraz układu referencyjnego dla czynników R227ea, RC318, R1234ze, R236fa. Przedstawione wyniki obliczeń uzyskano przy założeniu, że proces odparowania czynnika w układzie ORC odbywa się przy temperaturze optymalnej (temperatury te wyznaczono na podstawie wcześniejszej analizy). Przeprowadzona analiza wykazała, że wraz ze wzrostem temperatury

przegrzania moc układu dwuobiegowego (z dodatkowa turbiną) praktycznie się nie zmienia. Natomiast wzrost temperatury przegrzewu w przypadku układu referencyjnego wpływa niekorzystnie na wartość uzyskiwanej mocy układu. Tendencja ta jest wyraźnie widoczna na wykresach przedstawionych na rysunku 5.23, przy czym największe spadki mocy zanotowano dla czynników R227ea oraz RC318.



Rys. 5.23. Wpływ temperatury przegrzania i rodzaju czynnika na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego) przy optymalnej temperaturze odparowania

Poniżej w tabelach 5.45–5.48 podano szczegółowe wyniki analizy wpływu temperatury przegrzania na moc układów ORC dla następujących czynników obiegowych R227ea, RC318, R1234ze, R236fa.

Tabela 5.45. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, temperatura odparowania 75°C

Parametr	Temperatura przegrzania [°C]						
	85	90	95	100	105	110	115
$N_{CR(2)}$ [kW]	373,8	377,9	379,8	380,9	381,5	381,9	382,2
N_{CR_R} [kW]	358,7	348,1	338,6	330,0	322,1	314,9	308,1
ΔN [%]	4,2	8,6	12,2	15,4	18,4	21,3	24,0
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,4	10,5	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6
η_{CR_R} [%]	10,2	10,2	10,1	10,0	10,0	9,9	9,9
T_{zX-4} [°C]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
T_{zX-4R} [°C]	57,5	58,9	60,2	61,2	62,2	63,0	63,8

Tabela 5.46. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318, temperatura odparowania 72°C

Parametr	Temperatura przegrzania [°C]						
	85	90	95	100	105	110	115
$N_{CR(2)}$ [kW]	351,9	354,0	355,1	355,7	356,1	356,4	356,5
$N_{CR,R}$ [kW]	336,5	327,4	319,0	311,3	304,1	297,4	291,2
ΔN [%]	4,6	8,1	11,3	14,3	17,1	19,8	22,4
$\eta_{CR(2)}$ [%]	9,7	9,8	9,8	9,8	9,8	9,9	9,9
$\eta_{CR,R}$ [%]	9,5	9,4	9,3	9,2	9,2	9,1	9,0
T_{zX-4} [°C]	56,0	56,0	56,0	56,0	56,0	56,0	56,0
$T_{zX-4,R}$ [°C]	57,2	58,2	59,1	59,9	60,7	61,4	62,0

Tabela 5.47. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R1234ze, temperatura odparowania 73°C

Parametr	Temperatura przegrzania [°C]						
	85	90	95	100	105	110	115
$N_{CR(2)}$ [kW]	351,5	354,9	356,6	357,7	358,3	358,7	358,9
$N_{CR,R}$ [kW]	345,7	341,1	336,7	332,5	328,5	324,6	320,8
ΔN [%]	1,7	4,0	5,9	7,6	9,1	10,5	11,9
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,6	10,7	10,8	10,8	10,8	10,8	10,9
$\eta_{CR,R}$ [%]	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5
T_{zX-4} [°C]	60,9	60,9	60,9	60,9	60,9	60,9	60,9
$T_{zX-4,R}$ [°C]	61,3	62,0	62,7	63,3	63,9	64,4	64,8

Tabela 5.48. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, temperatura odparowania 71°C

Parametr	Temperatura przegrzania [°C]						
	85	90	95	100	105	110	115
$N_{CR(2)}$ [kW]	340,2	341,9	342,7	343,3	343,6	343,8	343,9
$N_{CR,R}$ [kW]	333,9	328,6	323,6	318,8	314,2	309,8	305,6
ΔN [%]	1,9	4,0	5,9	7,7	9,4	11,0	12,5
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,0	10,1	10,1	10,1	10,1	10,1	10,1
$\eta_{CR,R}$ [%]	9,9	9,9	9,9	9,8	9,8	9,7	9,7
T_{zX-4} [°C]	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6
$T_{zX-4,R}$ [°C]	60,1	60,7	61,3	61,8	62,3	62,8	63,2

Analizując szczegółowe wyniki obliczeń zestawionych w tabelach 5.45–5.48, widać, że wzrost temperatury przegrzania powoduje nieznaczny wzrost mocy dwuobiegowego układu ORC (na wykresach ten trend jest praktycznie niezauważalny). Biorąc to pod uwagę, można powiedzieć, że w przypadku jednoobiegowych układów ORC z suchym czynnikiem roboczym przegrzewanie pary niekorzystnie wpływa na uzyskiwaną moc w obiegu. Natomiast

w przypadku analizowanej dwuobiegowej siłowni ORC stopień przegrzania pary jest mało istotnym parametrem z punktu widzenia mocy układu. W przypadku układu dwuobiegowego wzrost mocy spowodowany zwiększeniem temperatury pary przegrzanej jest nieznaczny. Dla czynnika R227ea dla optymalnej temperatury odparowania wzrost temperatury przegrzania od wartości 90°C do wartości 110°C spowodował wzrost mocy obiegu z 373,8 kW do 382,2 kW.

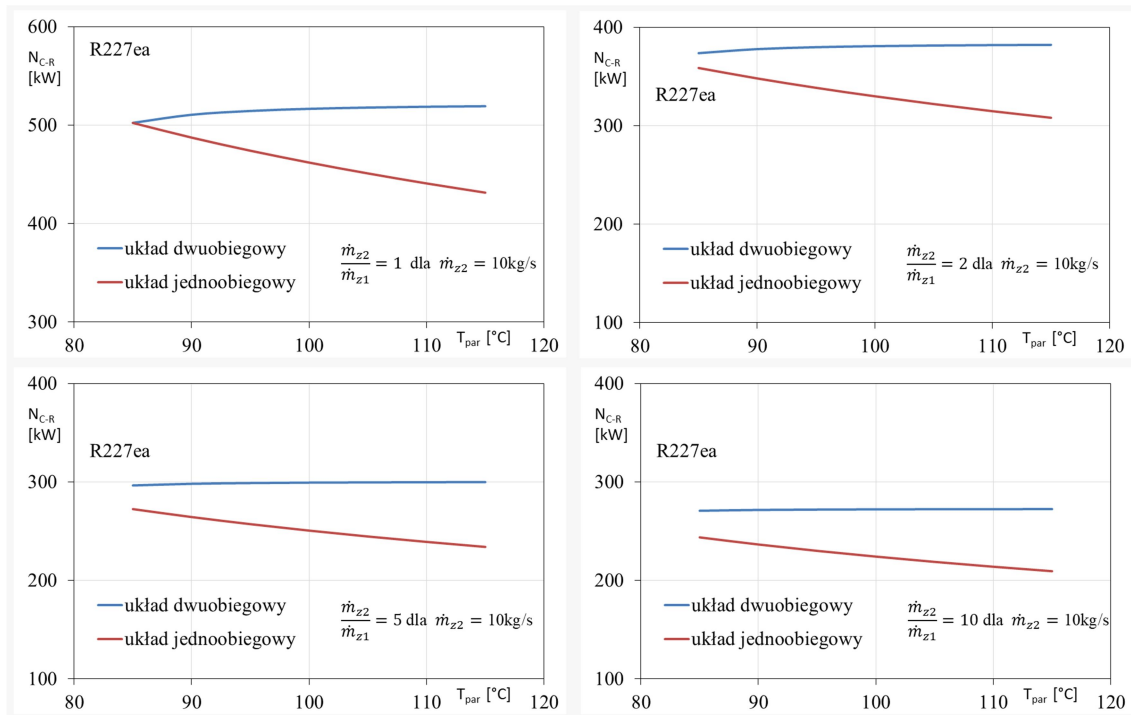
Zatem można stwierdzić, że w przypadku układu ORC zasilanego z dwóch źródeł ciepła z zastosowaniem dodatkowej turbiny temperatura przegrzania nieznacznie wpływa na moc obiegu, w przeciwieństwie do wartości temperatury odparowania, która to w celu osiągnięcia maksymalnej mocy obiegu musi być odpowiednio dobrana. Dobór temperatury przegrzewu pary jest parametrem bardziej istotnym z eksploatacyjnego punktu widzenia.

▪ **Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego i strumienia masowego nośnika ciepła \dot{m}_{z1} (przy optymalnej temperaturze odparowania) na parametry pracy dwuobiegowej siłowni ORC**

Poniżej dokonano oceny wpływu temperatury przegrzania czynnika obiegowego, przy jednoczesnym uwzględnieniu zmienności strumienia masowego nośnika ciepła \dot{m}_{z1} na efektywność pracy siłowni dwuobiegowej. Obliczenia te wykonano dla czynnika R227ea przy optymalnej temperaturze odparowania, która dla tego czynnika wynosi 75°C. Pozostałe założenia przyjęte w analizie są następujące:

- czynnik obiegowy: R227ea,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 1: $\dot{m}_{z1}=1; 2; 5; 10$ kg/s, $T_{z1}=120^\circ\text{C}$,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 2: $\dot{m}_{z2}=10$ kg/s; $T_{z1}=110^\circ\text{C}$,
- ciśnienie wody w źródłach: $p_{z1}=p_{z2}=0,5$ MPa,
- temperatura parowania: $T_5=75^\circ\text{C}$,
- temperatura skraplania czynnika obiegowego: $T_{skr}=30^\circ\text{C}$,
- minimalna różnica temperatur pomiędzy nośnikiem ciepła a czynnikiem obiegowym w parowaczu: $\Delta T_{pp}=T_{zX-3}-T_{par}$; $\Delta T_{pp}=5\text{K}$,

Wynik analizy dotyczące oceny wpływu temperatury przegrzania czynnika obiegowego, przy jednoczesnym uwzględnieniu zmienności strumienia masowego nośnika ciepła \dot{m}_{z1} na efektywność pracy siłowni dwuobiegowej, przedstawiono w formie odpowiednich wykresów na rysunku 5.24.



Rys. 5.24. Wpływ temperatury przegrzania i strumienia \dot{m}_{z1} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego) z czynnikiem R227ea przy optymalnej temperaturze odparowania, stała wartość strumienia $\dot{m}_{z2}=10$ kg/s,

Uwzględnienie w analizie wpływu temperatury przegrzania na wartość uzyskiwanej mocy w układach ORC dodatkowego parametru w postaci zmiennego strumienia masowego \dot{m}_{z1} uwidoczniło, że dla większych wartości tego strumienia \dot{m}_{z1} wzrost temperatury przegrzania pary powoduje większe przyrosty mocy w układzie dwuobiegowym. Natomiast w odniesieniu do wyników uzyskanych dla układu referencyjnego wzrost temperatury przegrzewu powoduje większe spadki mocy tego układu. W następnych tabelach 5.49–5.52 podano wyniki analizy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego) dla czynnika R227ea uwzględniające zmienność temperatury przegrzania dla różnych wartości strumieni \dot{m}_{z1} .

Tabela 5.49. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnika R227ea, $T_{par}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z2}=10$ kg/s, $\dot{m}_{z1}=10$ kg/s

	Temperatura przegrzewu [°C]						
	80	85	90	95	100	105	110
$N_{CR(2)}$ [kW]	502,4	510,6	514,5	516,6	517,9	518,7	519,3
N_{CR_R} [kW]	502,3	487,4	474,1	462,1	451,1	440,9	431,5
ΔN [%]	0,0	4,8	8,5	11,8	14,8	17,6	20,3
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,2	10,4	10,4	10,5	10,5	10,5	10,5
η_{CR_R} [%]	10,2	10,2	10,1	10,0	10,0	9,9	9,9
T_{zX-4} [°C]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
T_{zX-4R} [°C]	56,4	57,9	59,2	60,3	61,3	62,1	62,9

Tabela 5.50. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnik R227ea, $T_{\text{par}}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z2}=10\text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z1}=5\text{ kg/s}$

	Temperatura przegrzewu [$^{\circ}\text{C}$]						
	80	85	90	95	100	105	110
$N_{\text{CR}(2)}$ [kW]	373,8	377,9	379,8	380,9	381,5	381,9	382,2
$N_{\text{CR R}}$ [kW]	358,7	348,1	338,6	330,0	322,1	314,9	308,1
ΔN [%]	4,2	8,6	12,2	15,4	18,4	21,3	24,0
$\eta_{\text{CR}(2)}$ [%]	10,4	10,5	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6
$\eta_{\text{CR R}}$ [%]	10,2	10,2	10,1	10,0	10,0	9,9	9,9
T_{zX-4} [$^{\circ}\text{C}$]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
$T_{zX-4 R}$ [$^{\circ}\text{C}$]	57,5	58,9	60,2	61,2	62,2	63,0	63,8

Tabela 5.51. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnik R227ea, $T_{\text{par}}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z2}=10\text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z1}=2\text{ kg/s}$

	Temperatura przegrzewu [$^{\circ}\text{C}$]						
	80	85	90	95	100	105	110
$N_{\text{CR}(2)}$ [kW]	296,6	298,2	299,0	299,4	299,7	299,8	299,9
$N_{\text{CR R}}$ [kW]	272,5	264,5	257,2	250,7	244,7	239,2	234,1
ΔN [%]	8,8	12,8	16,2	19,4	22,4	25,3	28,1
$\eta_{\text{CR}(2)}$ [%]	10,6	10,7	10,7	10,7	10,8	10,8	10,8
$\eta_{\text{CR R}}$ [%]	10,2	10,2	10,1	10,0	10,0	9,9	9,9
T_{zX-4} [$^{\circ}\text{C}$]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
$T_{zX-4 R}$ [$^{\circ}\text{C}$]	58,7	60,0	61,2	62,2	63,1	63,9	64,6

Tabela 5.52. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnik R227ea, $T_{\text{par}}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z2}=10\text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{ kg/s}$

	Temperatura przegrzewu [$^{\circ}\text{C}$]						
	80	85	90	95	100	105	110
$N_{\text{CR}(2)}$ [kW]	270,8	271,7	272,0	272,3	272,4	272,5	272,5
$N_{\text{CR R}}$ [kW]	243,8	236,6	230,1	224,3	218,9	214,0	209,4
ΔN [%]	11,1	14,8	18,2	21,4	24,4	27,3	30,1
$\eta_{\text{CR}(2)}$ [%]	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
$\eta_{\text{CR R}}$ [%]	10,2	10,2	10,1	10,0	10,0	9,9	9,9
T_{zX-4} [$^{\circ}\text{C}$]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
$T_{zX-4 R}$ [$^{\circ}\text{C}$]	59,2	60,5	61,6	62,6	63,5	64,2	64,9

Wyniki obliczeń zestawione w tabelach 5.49–5.52 dotyczące wpływu temperatury przegrzania i strumienia masowego nośnika ciepła \dot{m}_{z1} na parametry pracy układów ORC przedstawiono w kolejności od największej wartości strumienia masowego \dot{m}_{z1} wynoszącej 10 kg/s do najmniejszej $\dot{m}_{z1}=1\text{ kg/s}$.

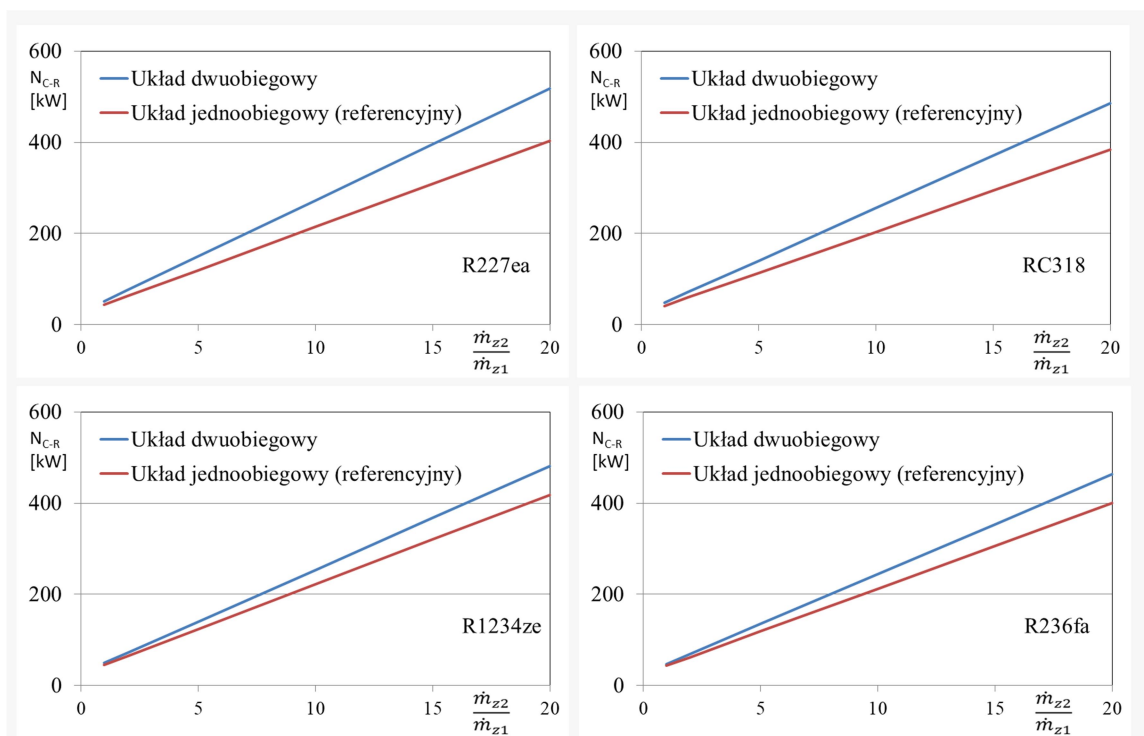
Zastosowanie dwóch źródeł ciepła charakteryzujących się różnymi temperaturami wymaga sprawdzenia, w jaki sposób stosunek strumieni masowych nośników ciepła $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ wpływa na parametry pracy analizowanego układu. Badanie tego wpływu przeprowadzono w trzech wariantach:

- stała wartość strumienia masowego \dot{m}_{z1} przy zmiennej wartości strumienia masowego \dot{m}_{z2} ,
 - stała wartość strumienia masowego \dot{m}_{z2} przy zmiennej wartości strumienia masowego \dot{m}_{z1} ,
 - zmienna wartość strumienia masowego \dot{m}_{z1} oraz \dot{m}_{z2} przy stałej wartości sumy tych strumieni masowych ($\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}$).
- **Wpływ wartości strumienia nośnika ciepła \dot{m}_{z2} przy stałej wartości strumienia \dot{m}_{z1} na efektywność pracy dwuobiegowej siłowni ORC**

W tej części obliczeń przedstawiono analizę wpływu strumienia masowego nośnika ciepła \dot{m}_{z2} (ze źródła nr 2) na efektywność pracy siłowni dwuobiegowej i siłowni referencyjnej. Obliczenia te wykonano dla czterech analizowanych czynników przy ich optymalnych temperaturach odparowania i temperaturze przegrzania wynoszącej 110°C. W analizie tej przyjęto stałą wartość strumienia nośnika ciepła \dot{m}_{z1} (ze źródła nr 1) oraz następujące założenia:

- czynnik obiegowy: R227ea, RC318, R1234ze, R236fa,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 1: $\dot{m}_{z1}=1$ kg/s; $T_{z1}=120^\circ\text{C}$,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 2: $\dot{m}_{z2}=1\div 20$ kg/s; $T_{z1}=110^\circ\text{C}$,
- ciśnienie wody w źródłach: $p_{z1}=p_{z2}=0,5$ MPa,
- temperatura parowania: $T_5=75^\circ\text{C}$ (R227ea), $T_5=72^\circ\text{C}$ (RC318), $T_5=73^\circ\text{C}$ (R1234ze), $T_5=71^\circ\text{C}$ (R236fa),
- temperatura przegrzewu pary w obiegu: $T_{1p}=110^\circ\text{C}$,
- temperatura skraplania czynnika obiegowego: $T_{skr}=30^\circ\text{C}$,
- minimalna różnica temperatur pomiędzy nośnikiem ciepła a czynnikiem obiegowym w parowaczu: $\Delta T_{pp}=T_{zX-3}-T_{par}$; $\Delta T_{pp}=5\text{K}$,

Na rysunku 5.25 przedstawiono wyniki obliczeń w formie wykresów obrazujących wpływ zmienności \dot{m}_{z2} (przy stałym strumieniu wody \dot{m}_{z1}) na moc siłowni dwuobiegowej i referencyjnej.



Rys. 5.25. Wpływ strumienia nośnika ciepła \dot{m}_{z2} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego), cztery czynniki, optymalna temperatura odparowania

Analiza wyników wykazała, że wraz ze wzrostem stosunku strumienia $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ wzrasta moc analizowanych układów (zmiennosc ta ma charakter liniowy). Biorąc pod uwagę to, że wartość strumienia \dot{m}_{z1} przy tej analizie jest stała, można powiedzieć, że moc układów dwuobiegowego i referencyjnego liniowo zależy od strumienia \dot{m}_{z2} . Pozostałe parametry pracy układów zestawiono w tabelach 5.53–5.56.

Tabela 5.53. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, $T_5=75^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{kg/s}$

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	51,9	76,4	149,9	272,5	395,0	517,6
N_{CR_R} [kW]	44,1	63,0	119,6	214,0	308,4	402,8
ΔN [%]	17,6	21,3	25,3	27,3	28,1	28,5
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,5	10,6	10,8	10,8	10,8	10,8
η_{CR_R} [%]	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
T_{zX-4R} [$^\circ\text{C}$]	62,1	63,0	63,9	64,2	64,4	64,5

Tabela 5.54. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318, $T_5=72^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{kg/s}$

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	48,3	71,3	140,2	255,1	370,0	484,9
N_{CR_R} [kW]	41,5	59,5	113,5	203,5	293,5	383,5
ΔN [%]	16,4	19,8	23,6	25,4	26,1	26,4
$\eta_{CR(2)}$ [%]	9,7	9,9	10,0	10,0	10,1	10,1
η_{CR_R} [%]	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	56,0	56,0	56,0	56,0	56,0	56,0
T_{zX-4R} [$^\circ\text{C}$]	60,6	61,4	62,1	62,4	62,5	62,6

Tabela 5.55. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R1234ze $T_5=73^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{kg/s}$

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	49,0	71,7	139,9	253,5	367,1	480,7
N_{CR_R} [kW]	45,2	64,9	123,7	221,9	320,0	418,2
ΔN [%]	8,3	10,6	13,0	14,2	14,7	15,0
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,6	10,7	10,7	10,8	10,8	10,8
η_{CR_R} [%]	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
T_{zX-4R} [$^\circ\text{C}$]	62,9	63,5	64,1	64,4	64,5	64,6

Tabela 5.56. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, $T_5=71^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{kg/s}$

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	46,9	68,7	134,4	243,8	353,3	462,7
N_{CR_R} [kW]	43,3	62,1	118,4	212,3	306,2	400,1
ΔN [%]	8,3	10,8	13,5	14,9	15,4	15,7
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,2	10,3	10,4	10,5	10,5	10,5
η_{CR_R} [%]	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	60,5	60,5	60,5	60,5	60,5	60,5
T_{zX-4R} [$^\circ\text{C}$]	63,0	63,7	64,3	64,5	64,7	64,7

Z danych przedstawionych na rysunku 5.25 i tabelach 5.53–5.56 wynika pewna prawidłowość polegająca na tym, że wraz ze wzrostem strumienia \dot{m}_{z2} wzrasta nie tylko moc układów ORC, ale wzrasta także względny przyrost mocy układu dwuobiegowego w stosunku do układu referencyjnego (przy założeniu stałej wartości strumienia masowego \dot{m}_{z1}). Przykładowo dla czynnika R227ea dla wartości stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}=1$,

przyrost mocy ΔN wynosi 17.6%, natomiast przy stosunku $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}=20$ przyrost ten wynosi już 28,5%.

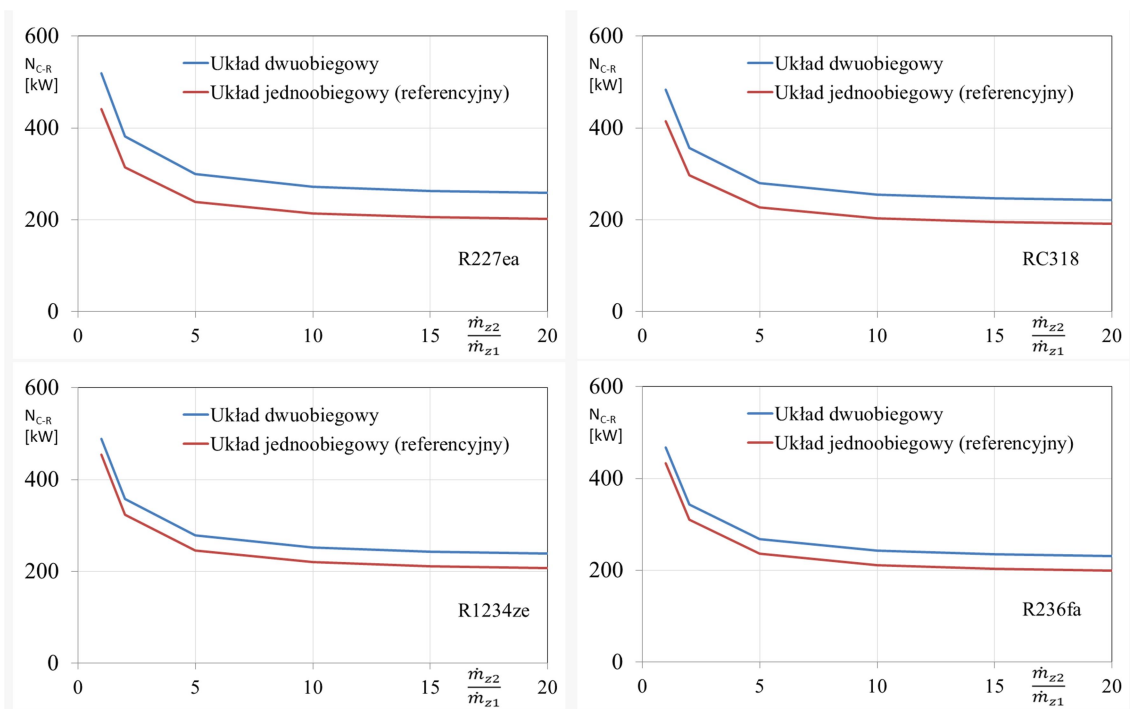
▪ **Wpływ wartości strumienia nośnika ciepła \dot{m}_{z1} przy stałej wartości strumienia \dot{m}_{z2} na efektywność pracy dwuobiegowej siłowni ORC**

W tej części obliczeń przedstawiono analizę wpływu strumienia masowego nośnika ciepła \dot{m}_{z1} (ze źródła nr 1) na efektywność pracy siłowni dwuobiegowej i siłowni referencyjnej. Obliczenia te wykonano dla czterech analizowanych czynników przy ich optymalnych temperaturach odparowania i temperaturze przegrzania wynoszącej 110°C. W analizie tej przyjęto stałą wartość strumienia nośnika ciepła \dot{m}_{z2} (ze źródła nr 2). Pozostałe założenia są następujące:

- czynnik obiegowy: R227ea, RC318, R1234ze, R236fa,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 1: $\dot{m}_{z1}=1 \div 10$ kg/s; $T_{z1}=120^\circ\text{C}$,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 2: $\dot{m}_{z2}=10$ kg/s; $T_{z1}=110^\circ\text{C}$,
- ciśnieni wody w źródłach: $p_{z1}=p_{z2}=0,5$ MPa,
- temperatura parowania: $T_5=75^\circ\text{C}$ (R227ea), $T_5=72^\circ\text{C}$ (RC318), $T_5=73^\circ\text{C}$ (R1234ze), $T_5=71^\circ\text{C}$ (R236fa),
- temperatura przegrzewu pary w obiegu: $T_{1p}=110^\circ\text{C}$,
- temperatura skraplania czynnika obiegowego: $T_{skr}=30^\circ\text{C}$,
- minimalna różnica temperatur pomiędzy nośnikiem ciepła a czynnikiem obiegowym w parowaczu: $\Delta T_{pp}=T_{zX-3}-T_{par}$; $\Delta T_{pp}=5\text{K}$,

Na rysunku 5.26 przedstawiono wyniki obliczeń w formie wykresów obrazujących wpływ zmienności \dot{m}_{z1} (przy stałym strumieniu wody $\dot{m}_{z2}=10$ kg/s) na moc siłowni dwuobiegowej i referencyjnej.

Analiza wyników wskazuje na to, że przy założeniu stałej wartości strumienia masowego \dot{m}_{z2} wynoszącego 10 kg/s zwiększanie strumienia masowego \dot{m}_{z1} , powodujące spadek wartości stosunku $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$, skutkuje wzrostem mocy analizowanego układu. Pozostałe parametry pracy układów ORC dwuobiegowego ORC i referencyjnego ORC zestawiono w tabelach 5.57–5.60.



Rys. 5.26. Wpływ strumienia nośnika ciepła \dot{m}_{z1} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego), cztery czynniki przy ich optymalnej temperaturze odparowania

Tabela 5.57. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, $T_5=75^\circ\text{C}$, stały strumień $\dot{m}_{z2} = 10\text{kg/s}$

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	518,7	381,9	299,8	272,5	263,3	258,8
N_{CR_R} [kW]	440,9	314,9	239,2	214,0	205,6	201,4
ΔN [%]	17,6	21,3	25,3	27,3	28,1	28,5
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,5	10,6	10,8	10,8	10,8	10,8
η_{CR_R} [%]	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
T_{zX-4R} [$^\circ\text{C}$]	62,1	63,0	63,9	64,2	64,4	64,5

Tabela 5.58. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318, $T_5=72^\circ\text{C}$ stały strumień $\dot{m}_{z2} = 10\text{kg/s}$

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	482,9	356,4	280,4	255,1	246,6	242,4
N_{CR_R} [kW]	414,9	297,4	227,0	203,5	195,6	191,7
ΔN [%]	16,4	19,8	23,6	25,4	26,1	26,4
$\eta_{CR(2)}$ [%]	9,7	9,9	10,0	10,0	10,1	10,1
η_{CR_R} [%]	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	56,0	56,0	56,0	56,0	56,0	56,0
T_{zX-4R} [$^\circ\text{C}$]	60,6	61,4	62,1	62,4	62,5	62,6

Tabela 5.59. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R1234ze $T_5=73^\circ\text{C}$, stały strumień $\dot{m}_{z2}=10\text{kg/s}$

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{\text{CR}(2)}$ [kW]	490,3	358,7	279,7	253,4	244,6	240,2
N_{CR_R} [kW]	453,3	324,6	247,4	221,6	213,0	208,7
ΔN [%]	8,2	10,5	13,1	14,3	14,8	15,1
$\eta_{\text{CR}(2)}$ [%]	10,8	10,8	10,9	11,0	11,0	11,0
η_{CR_R} [%]	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5
$T_{\text{zX-4}}$ [$^\circ\text{C}$]	60,9	60,9	60,9	60,9	60,9	60,9
$T_{\text{zX-4}_R}$ [$^\circ\text{C}$]	63,7	64,4	65,0	65,3	65,4	65,5

Tabela 5.60. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, $T_5=71^\circ\text{C}$, stały strumień $\dot{m}_{z2}=10\text{kg/s}$

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{\text{CR}(2)}$ [kW]	468,5	343,8	269,0	244,0	235,7	231,6
N_{CR_R} [kW]	431,6	309,8	236,7	212,3	204,2	200,2
ΔN [%]	8,5	11,0	13,6	14,9	15,4	15,7
$\eta_{\text{CR}(2)}$ [%]	10,1	10,1	10,2	10,3	10,3	10,3
η_{CR_R} [%]	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7
$T_{\text{zX-4}}$ [$^\circ\text{C}$]	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6
$T_{\text{zX-4}_R}$ [$^\circ\text{C}$]	62,2	62,8	63,4	63,6	63,7	63,8

Z danych przedstawionych na rysunku 5.26 i tabelach 5.57–5.60 wynika, że dla stałej wartości strumienia masowego \dot{m}_{z2} , chcąc zwiększyć wartość stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$, należy zmniejszyć strumień \dot{m}_{z1} . Przy takim złożeniu wzrost wartości stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$, przekłada się na zmniejszenie mocy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego). Natomiast, podobnie jak w przypadku analizy układu ze stałą wartością strumienia masowego \dot{m}_{z1} , wzrostowi wartości stosunku $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ towarzyszy wzrost względnego przyrostu mocy układu dwuobiegowego w stosunku do układu referencyjnego. Przykładowo dla czynnika RC318 dla wartości $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}=1$, przyrost mocy ΔN wynosi 16,4%, natomiast przy stosunku $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}=20$ wynosi aż 26,4%.

- **Wpływ wartości strumienia masowego nośnika ciepła \dot{m}_{z1} i nośnika ciepła \dot{m}_{z2} na efektywność pracy dwuobiegowej siłowni ORC (przy stałej sumie strumieni masowych $\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2}$)**

Analiza układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego) przy zmiennym strumieniu masowym \dot{m}_{z1} lub zmiennym \dot{m}_{z2} powoduje, że w siłowni referencyjnej dla różnych stosunków $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ mamy różne strumienie wody zasilającej ten układ.

Z tego powodu w tej części monografii podjęto próbę przeprowadzenia analizy ze stałą wartością strumienia wody doprowadzanej do układu referencyjnego. Stałą wartość tego strumienia przy zachowaniu zmienności stosunku $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ osiągnięto poprzez przyjęcie stałej sumy strumieni ($\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2}$). Uzyskane wyniki obliczeń przy tak określonych założeniach przedstawiono poniżej. Dodatkowo założono, że:

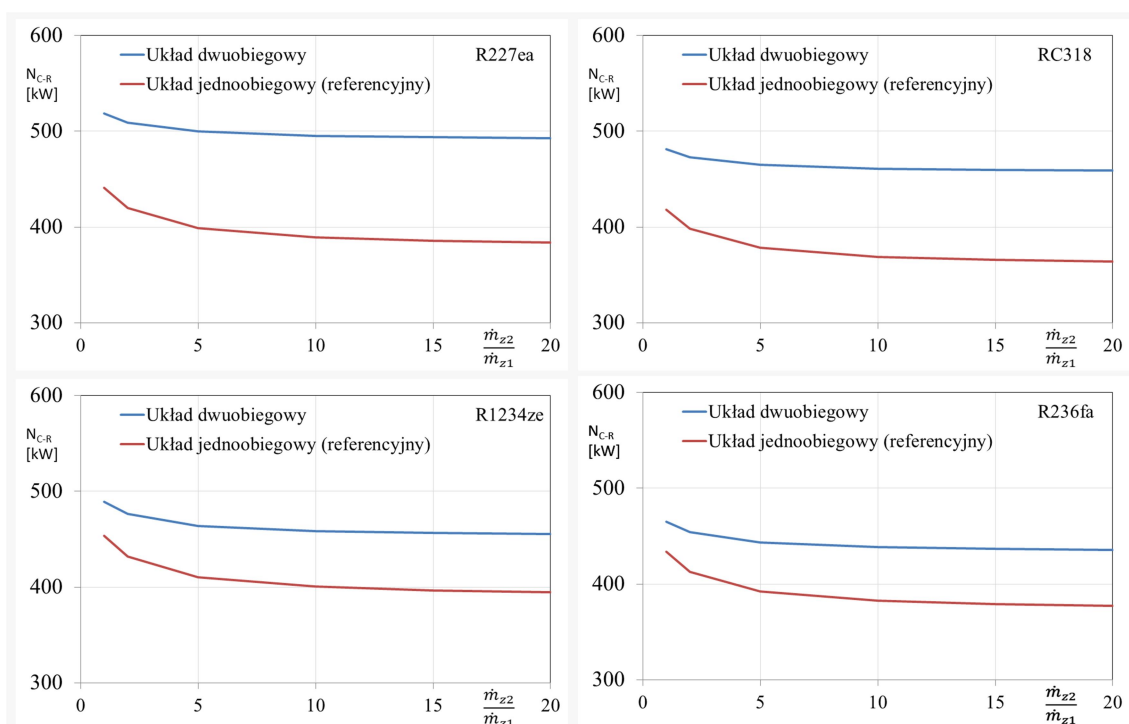
- czynnik obiegowy: R227ea, RC318, R1234ze, R236fa,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 1: \dot{m}_{z1} – zmienny; $T_{z1}=120^{\circ}\text{C}$,
- strumień masowy i temperatura wody ze źródła 2: \dot{m}_{z2} – zmienny; $T_{z1}=110^{\circ}\text{C}$,
- suma strumieni masowych: $\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2} = 20 \text{ kg/s}$
- ciśnienie wody w źródłach: $p_{z1} = p_{z2} = 0,5 \text{ MPa}$,
- temperatura parowania: $T_5 = 75^{\circ}\text{C}$ (R227ea), $T_5 = 72^{\circ}\text{C}$ (RC318), $T_5 = 73^{\circ}\text{C}$ (R1234ze), $T_5 = 71^{\circ}\text{C}$ (R236fa),
- temperatura przegrzewu pary w obiegu: $T_{1p} = 110^{\circ}\text{C}$,
- temperatura skraplania czynnika obiegowego: $T_{skr} = 30^{\circ}\text{C}$,
- minimalna różnica temperatur pomiędzy nośnikiem ciepła a czynnikiem obiegowym w parowaczu: $\Delta T_{pp} = T_{zX-3} - T_{par}$; $\Delta T_{pp} = 5\text{K}$,

W tabeli 5.61 podano wartości strumieni masowych nośników ciepła ze źródeł 1 i 2 przy odpowiedniej wartości stosunku $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$, tak aby suma strumieni masowych miała wartość stałą.

Tabela 5.61. Wartości strumieni masowych nośników ciepła ze źródeł 1 i 2 przy określonych wartościach $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$

$\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$	\dot{m}_{z1}	\dot{m}_{z2}	$\dot{m}_{z1} + \dot{m}_{z2}$
-	kg/s	kg/s	kg/s
1	10,0	10,0	20,0
2	6,66	13,34	20,0
5	3,33	16,67	20,0
10	1,82	18,18	20,0
15	1,25	18,75	20,0
20	0,95	19,05	20,0

Na rysunku 5.27 przedstawiono wyniki obliczeń w formie wykresów obrazujących wpływ zmienności stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ (przy stałej wartości sumy $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}$) na moc siłowni dwuobiegowej i referencyjnej.



Rys. 5.27. Wpływ temperatury przegrzania i strumienia \dot{m}_{z1} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego) z czynnikiem R227ea przy optymalnej temperaturze odparowania

Jak widać, przy przyjęciu stałej wartości sumy strumieni $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}$ moc analizowanych układów po przekroczeniu wartości stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}=5$ zmienia się nieznacznie wraz ze wzrostem wartości tego wskaźnika. Natomiast wraz ze zmniejszaniem się wartości stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ moc analizowanych układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego) zwiększa się. Wynika więc z tego, że na moc analizowanych układów większy wpływ ma strumień nośnika ciepła \dot{m}_{z1} , ponieważ wraz ze spadkiem wartości stosunku $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ wartość strumienia masowego \dot{m}_{z1} zwiększa się.

W tabelach 5.62–5.65 podano szczegółowe wyniki analizy układów dla czterech czynników organicznych.

Tabela 5.62. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, $T_5=75^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20$ kg/s

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	518,7	509,2	499,7	495,4	493,8	492,9
N_{CR_R} [kW]	440,9	419,8	398,7	389,1	385,5	383,6
ΔN [%]	17,6	21,3	25,3	27,3	28,1	28,5
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,5	10,6	10,8	10,8	10,8	10,8
η_{CR_R} [%]	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
T_{zX-4_R} [$^\circ\text{C}$]	62,1	63,0	63,9	64,2	64,4	64,5

Tabela 5.63. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318, $T_5=72^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20$ kg/s

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	518,7	509,2	499,7	495,4	493,8	492,9
N_{CR_R} [kW]	440,9	419,8	398,7	389,1	385,5	383,6
ΔN [%]	17,6	21,3	25,3	27,3	28,1	28,5
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,5	10,6	10,8	10,8	10,8	10,8
η_{CR_R} [%]	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
T_{zX-4_R} [$^\circ\text{C}$]	62,1	63,0	63,9	64,2	64,4	64,5

Tabela 5.64. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R1234ze $T_5=73^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20$ kg/s

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	490,3	358,7	279,7	253,4	244,6	240,2
N_{CR_R} [kW]	453,3	324,6	247,4	221,6	213,0	208,7
ΔN [%]	8,2	10,5	13,1	14,3	14,8	15,1
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,8	10,8	10,9	11,0	11,0	11,0
η_{CR_R} [%]	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	60,9	60,9	60,9	60,9	60,9	60,9
T_{zX-4_R} [$^\circ\text{C}$]	63,7	64,4	65,0	65,3	65,4	65,5

Tabela 5.65. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, $T_5=71^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20\text{ kg/s}$

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$					
	1	2	5	10	15	20
$N_{\text{CR}(2)}$ [kW]	468,5	343,8	269,0	244,0	235,7	231,6
N_{CR_R} [kW]	431,6	309,8	236,7	212,3	204,2	200,2
ΔN [%]	8,5	11,0	13,6	14,9	15,4	15,7
$\eta_{\text{CR}(2)}$ [%]	10,1	10,1	10,2	10,3	10,3	10,3
η_{CR_R} [%]	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6
T_{zX-4R} [$^\circ\text{C}$]	62,2	62,8	63,4	63,6	63,7	63,8

Z danych przedstawionych na rysunku 5.27 i w tabelach 5.62–5.65 wynika, że trend zmian mocy analizowanych układów wraz ze zmianą wartości stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ w przypadku zachowania stałej wartości sumy strumieni masowych jest taki sam, jak przy analizie wpływu tego stosunku na moc układu przy stałej wartości strumienia masowego \dot{m}_{z2} i zmiennej \dot{m}_{z1} . Zatem można powiedzieć, że w obrębie niskich wartości stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ (poniżej 5) wpływ tego stosunku jest bardziej istotny na moc obiegu ORC niż dla wartości $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ większych od 5. Wynika to bezpośrednio z wykresów przedstawionych na rysunku 5.24, na których wyraźnie są widoczne większe zmiany mocy w obrębie niskich wartości stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ (początek wykresu). W celu dokładniejszego określenia wpływu stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ w obszarze małych wartości, poniżej przedstawiono wyniki analizy dla czynnika R227ea, począwszy od wartości stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ wynoszącej 0,1.

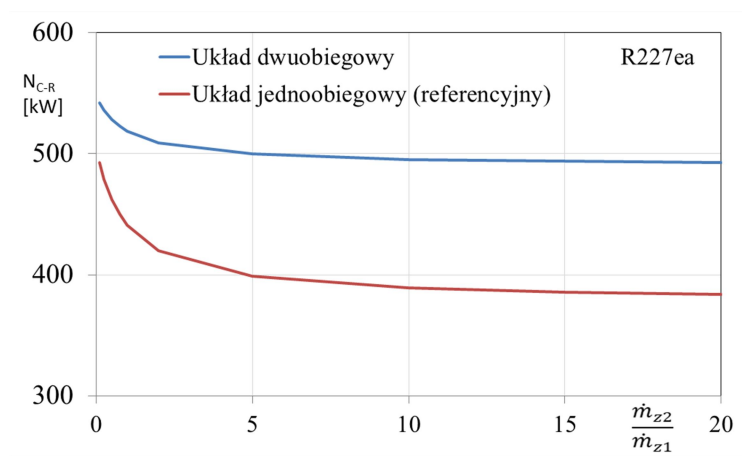
W tabeli 5.66 przedstawiono dane uzupełniające tabelę 5.61 o wartości strumieni ze źródła 1 i 2 dla $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ wynoszącego od 0,1 do 0,75.

Tabela 5.66. Wartości strumieni masowych nośników ciepła ze źródeł 1 i 2 przy określonych wartościach $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ z zakresu 0,1–0,75

$\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$	\dot{m}_{z1}	\dot{m}_{z2}	$\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}$
-	kg/s	kg/s	kg/s
0,10	18,17	1,83	20,0
0,25	16,00	4,00	20,0
0,50	13,33	6,67	20,0
0,75	11,43	8,57	20,0

Dla tak przyjętych strumieni masowych \dot{m}_{z1} i \dot{m}_{z2} dokonano obliczeń uzupełniających dane w zakresie małych wartości stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$. Dane te, stanowiące uzupełnie-

nie obliczeń dla czynnika R227ea, dla którego wykres obrazujący wpływ stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ (w zakresie od 1 do 20) na moc układów przedstawiono na rysunku 5.24, zostały przedstawione na rysunku 5.28 (w formie wykresu).



Rys. 5.28. Wpływ temperatury przegrzania i strumienia \dot{m}_{z1} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego) z czynnikiem R227ea przy optymalnej temperaturze odparowania

Dokładne wyniki obliczeń w całym zakresie zmienności $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ zaprezentowano w tabeli 5.67.

Tabela 5.67. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, $T_5=71^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20$ kg/s

Parametr	Stosunek strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$									
	0,10	0,25	0,50	0,75	1	2	5	10	15	20
$N_{CR(2)}$ [kW]	542,1	535,8	528,2	522,8	518,7	509,2	499,7	495,4	493,8	492,9
N_{CR_R} [kW]	492,7	478,9	462,0	450,0	440,9	419,8	398,7	389,1	385,5	383,6
ΔN [%]	10,0	11,9	14,3	16,2	17,6	21,3	25,3	27,3	28,1	28,5
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,3	10,3	10,4	10,5	10,5	10,6	10,8	10,8	10,8	10,8
η_{CR_R} [%]	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
T_{zX-4} [$^\circ\text{C}$]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
T_{zX-4R} [$^\circ\text{C}$]	60,0	60,6	61,3	61,8	62,1	63,0	63,9	64,2	64,4	64,5

Przeprowadzona dodatkowa analiza wpływu stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na moc układów ORC w pełni potwierdza wcześniej sformułowane wnioski, a mianowicie, że w zakresie niskich wartości stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ niewielka zmiana tego parametru wpływa na znaczne zmiany mocy układów ORC. Spadek wartości stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ przy stałej wartości sumy tych strumieni masowych powoduje wzrost mocy. Z drugiej strony dla coraz mniejszych wartości stosunku strumieni $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ zmniejsza się względny przyrost mocy dwuobiegowego układu ORC w stosunku do mocy układu referencyjnego.

Wcześniejsze badania nad układami ORC z suchymi czynnikami obiegowymi wskazują na to, że stosowanie przegrzewu pary wpływa niekorzystnie na moc układu. Przy wyższych temperaturach przegrzewu moc układu spada pomimo wzrostu pracy jednostkowej w turbinie. Spadek tej mocy spowodowany jest zmniejszeniem strumienia czynnika obiegowego w układzie ORC. Zwiększając temperaturę przegrzewu, zwiększamy strumień ciepła, jaki trzeba doprowadzać do czynnika organicznego w siłowni ORC, co przy niezmięniętej mocy źródła wpływa na zmniejszenie strumienia czynnika w układzie ORC. To zmniejszenie strumienia ma swoje dalsze konsekwencje w postaci spadku mocy układu. Fakt niekorzystnego wpływu przegrzewu pary w jednoobiegowej siłowni ORC na jej moc potwierdzony został też w tym rozdziale. Przykładowe wyniki analizy uwzględniającej zmianę temperatury przegrzewu pary i jej wpływu na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego) podano poniżej w tabeli 5.68

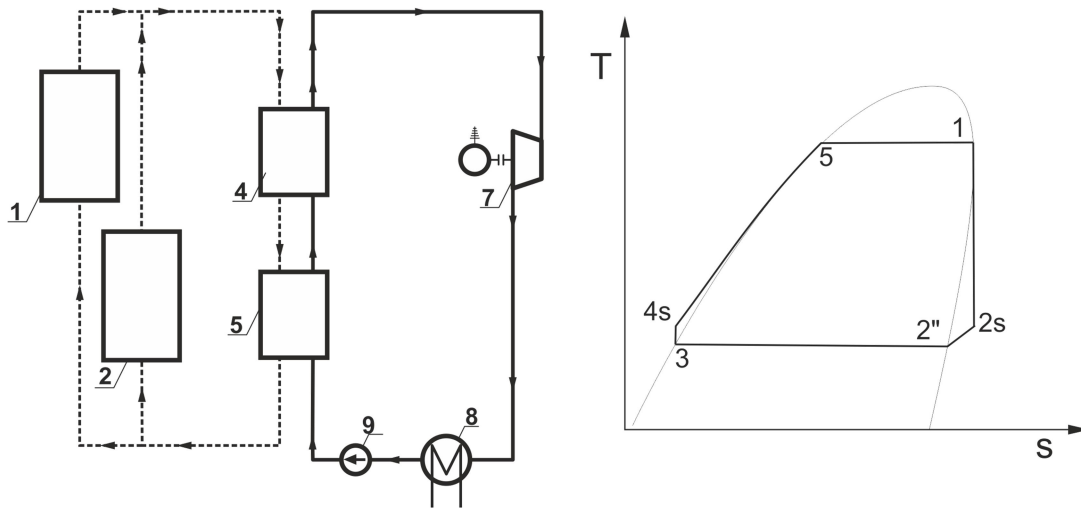
Tabela 5.68. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnik R227ea, $T_{\text{par}}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z2}=10 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z1}=1 \text{ kg/s}$

	Temperatura przegrzewu [$^{\circ}\text{C}$]						
	80	85	90	95	100	105	110
$N_{\text{CR}(2)}$ [kW]	270,8	271,7	272,0	272,3	272,4	272,5	272,5
$N_{\text{CR R}}$ [kW]	243,8	236,6	230,1	224,3	218,9	214,0	209,4

Przytoczone wyniki wyraźnie potwierdzają, że moc $N_{\text{CR R}}$ siłowni referencyjnej, czyli jednoobiegowej spada wraz ze wzrostem temperatury przegrzania.

Biorąc to pod uwagę (w dalszej części monografii), dokonano porównania dwuobiegowej siłowni ORC z siłownią referencyjną nr2, z suchym czynnikiem obiegowym, lecz bez stosowania przegrzewu pary. Zatem w siłowni referencyjnej 2 w turbinie rozprężana jest para nasycona sucha. Tak jak w pierwszym przypadku siłowni referencyjnej zasilana jest ona dwoma, wcześniej zmieszanyymi, strumieniami nośników ciepła ze źródeł 1 i 2.

Schemat siłowni referencyjnej nr 2 oraz wykres przemian termodynamicznych czynnika dla tej siłowni przedstawiono na rysunku 5.29. W odróżnieniu od pierwszej siłowni referencyjnej w siłowni referencyjnej nr 2 nie ma wymiennika ciepła typu przegrzewacz. Wynika to z tego, że jest to układ na parę nasyconą suchą. Sposób określania podstawowych parametrów pracy siłowni referencyjne nr 2 jest analogiczny jak dla siłowni pierwszej.

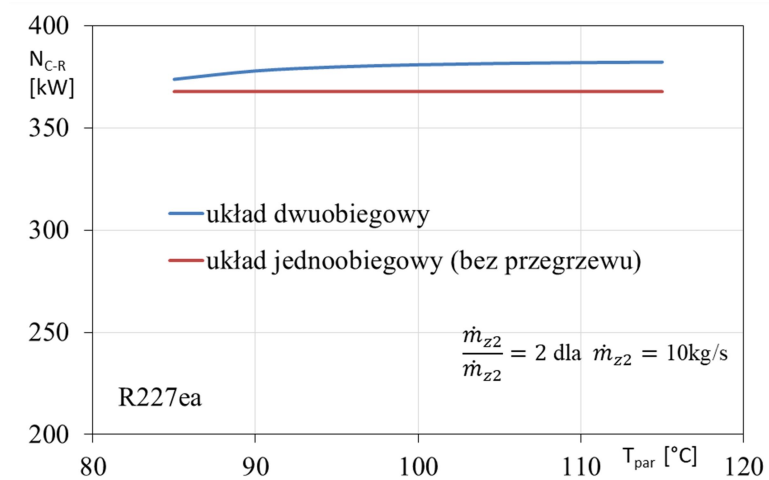


Rys. 5.29. Schemat jednoobiegowej siłowni referencyjnej nr 2 zasilanej z dwóch źródeł ciepła, wykres przemian (T-s)

Pierwszą analizę dotyczącą porównania osiągniętej mocy w siłowni dwuobiegowej w stosunku do siłowni referencyjnej 2 przeprowadzono przy założeniu, że temperatura wody opuszczającej podgrzewacz siłownia referencyjnej nr 2 $T_{zX-4 R2}$ jest taka sama jak w układzie siłowni dwuobiegowej. Równość ta uzyskano poprzez odpowiedni dobór strumienia masyowego czynnika obiegu w siłowni referencyjnej. Przykładowe zestawienie porównawcze według powyższych założeń przedstawiono w formie wykresu na rysunku 5.30 oraz w tabeli 5.69.

Siłownia dwuobiegowa: czynnik R227ea, optymalna temperatura odparowania 75°C , różne temperatury przegrzewu, $\dot{m}_{z1}=5 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z2}=10 \text{ kg/s}$.

Siłownia referencyjna nr 2: czynnik R227ea, optymalna temperatura odparowania 75°C , brak przegrzewu, $\dot{m}_{z1}=5 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z2}=10 \text{ kg/s}$.



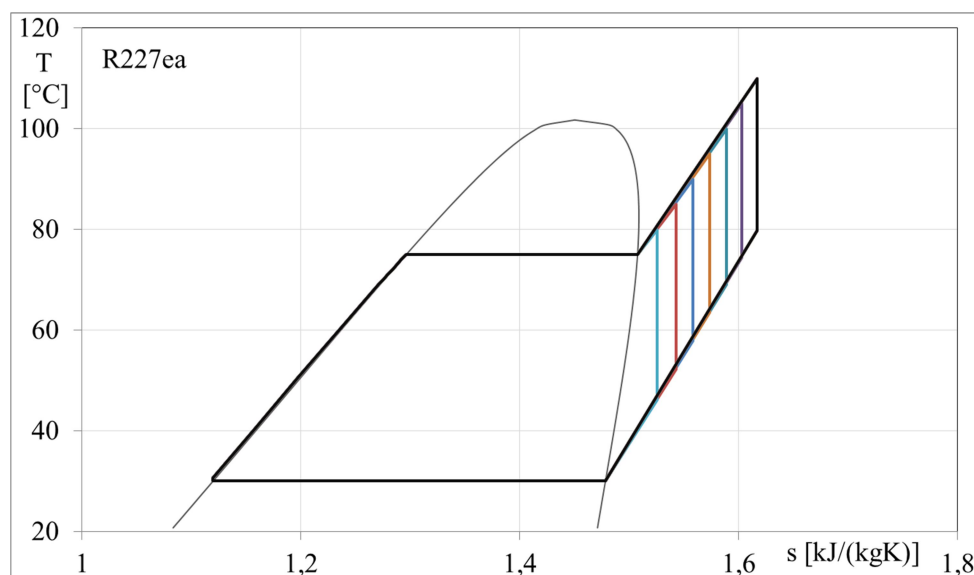
Rys. 5.30. Porównanie mocy siłowni dwuobiegowej i siłowni referencyjnej nr 2 przy jednakowych temperaturach wody na wypływie z układów ORC

Tabela 5.69. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, temperatura odparowania 75°C

Parametr	Temperatura przegrzania [°C]						
	85	90	95	100	105	110	115
$N_{CR(2)}$ [kW]	373,8	377,9	379,8	380,9	381,5	381,9	382,2
$N_{CR R2}$ [kW]							
ΔN [%]	4,2	8,6	12,2	15,4	18,4	21,3	24,0
$\eta_{CR(2)}$ [%]	10,4	10,5	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6
$\eta_{CR R2}$ [%]	10,2						
T_{zX-4} [°C]	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4	56,4
$T_{zX-4 R2}$ [°C]	56,4						

Jak widać, przyjęcie innego rozwiązania w siłowni referencyjnej nr 2 polegającego na rezygnacji z przegrzewu pary spowodowało wzrost mocy tej siłowni. Analiza porównawcza wykazała jednak, że i tak korzystniejszym rozwiązaniem z energetycznego punktu widzenia jest nadal układ dwuobiegowej siłowni ORC.

Ponieważ w analizowanych układach czynnikami obiegowymi są czynniki z grupy tak zwanych czynników suchych, należy zwrócić uwagę na wartość temperatury pary opuszczającej turbinę układu ORC, zwłaszcza jeżeli parą doprowadzaną do turbiny jest para przegrzana.



Rys. 5.31. Wpływ stopnia przegrzewu pary na temperaturę wylotową pary z turbiny w układzie ORC, dla czynnika R227ea

Na rysunku 5.31 przedstawiono wykres obrazujący, w jaki sposób temperatura przegrzewu pary wpływa na wartość temperatury pary na końcu procesu rozprężania w turbinie.

Jak widać z przedstawionego wykresu, temperatura pary opuszczającej turbinę układu ORC z zastosowaniem przegrzewu pary w zakresie od 85 do 110°C waha się w granicach 50 do 80°C. Stwarza to potencjalne możliwości wykorzystania tego ciepła do innych celów energetycznych. Biorąc pod uwagę wartość temperatury tej pary, najrozsądniejszym rozwiązaniem wydaje się wykorzystanie tego ciepła do celów ciepłowniczych (ogrzewanie lub przygotowanie ciepłej wody użytkowej). W ten sposób otwiera się możliwości wytwarzania energii w kogeneracji (oczywiście ma to sens wtedy, gdy istnieje zapotrzebowanie na energię cieplną), co znacząco poprawia sprawność układu. Jak pokazano na wykresie przedstawionym na rysunku 5.31, odpowiedni dobór temperatury przegrzania pozwala na regulowanie temperatury pary na wypływie z turbiny, a tym samym regulowanie strumienia ciepła przekazywanego na cele ciepłownicze.

Druga możliwość to zastosowanie w układzie siłowni ORC wewnętrznej regeneracji ciepła polegającej na wykorzystaniu pary opuszczającej turbinę układu ORC do wstępnego podgrzewu skroplin czynnika organicznego. Zabieg ten poprawia sprawność układu oraz zmniejsza się stopień wychłodzenia nośnika ciepła dostarczanego z danego źródła.

6. Podsumowanie

Wspólnym mianownikiem analizowanych układów ORC w piątym rozdziale monografii jest to, że energia doprowadzana jest do obiegów C-R tych układów z wielu różnotemperaturowych źródeł ciepła.

W monografii wykazano, że w układach siłowni ORC istnieje możliwość zastosowania wielu rozwiązań związanych z budową układu, sposobem zasilania układu różnymi strumieniami ciepła, jak i rodzajem zastosowanego czynnika. Właściwości fizyczne i termodynamiczne czynników roboczych stosowanych w układach ORC pozwalają na wykorzystywanie różnych źródeł energii do generacji energii elektrycznej, nawet źródeł energii o niskiej jakości (energii odpadowej, energii geotermalnej). Szeroki wachlarz możliwych rozwiązań powoduje, że dla konkretnego źródła ciepła trzeba przeanalizować wiele wariantów układu ORC w celu znalezienia optymalnego rozwiązania. Rozwiązanie to powinno być optymalne nie tylko z punktu widzenia efektywności pracy samego układu ORC, ale również funkcjonowania źródła ciepła. W wielu przypadkach istotną rolę odgrywa temperatura nośnika energii powracającego do źródła ciepła. Jako przykład można tutaj przytoczyć układy chłodzenia silników spalinowych, które pracują w ściśle określonych warunkach temperaturowych. Zatem korzystając z ciepła chłodzenia silników spalinowych, nośnik tego ciepła (najczęściej w postaci wody) nie może być wychłodzony w wymiennikach układu ORC do zbyt niskiej temperatury. Podobnie rzecz się ma w przypadku układów chłodzenia ogniwpaliwowych.

To sprawia, że trudno wskazać uniwersalne rozwiązanie, sprawdzające się dobrze w każdych warunkach, niezależnie od parametrów układu i parametrów określających źródło lub źródła ciepła. Każdy przypadek powinien być dokładnie przeanalizowany.

Na podstawie przeprowadzonej analizy oraz innych opublikowanych prac można sformułować kilka wniosków natury ogólnej:

- Dla analizowanych układów ORC z podkrytycznym obiegiem C-R istnieje optymalna wartość temperatury odparowania, dla której w układzie osiągnięta jest maksymalna moc układu.
- W przypadku stosowania znacznego przegrzewu pary w układach ORC z suchym czynnikiem obiegowym należy wziąć pod uwagę parametry pary opuszczającej turbinę (ściślej mówiąc jej temperaturę) i przeprowadzić analizę możliwości zastosowania wewnętrznej regeneracji ciepła lub możliwości zastosowania dodatkowego układu umożliwiającego wykorzystanie energii zawartej w tej parze.

- W przypadku wykorzystywania źródeł ciepła, w których ograniczana jest temperatura nośnika ciepła powracającego do źródła, również należy rozważyć możliwość zastosowania układu ORC z suchym czynnikiem obiegowym z odpowiednio dobranymi parametrami pary na dopływie do turbiny. Taki zabieg stwarza możliwość zastosowania w układzie siłowni ORC wewnętrznej regeneracji ciepła, przez co zmniejsza się stopień wychłodzenia nośnika ciepła dostarczanego z danego źródła (wstępny podgrzew realizowany jest w wymienniku regeneracyjnym) .
- W przypadku układów ORC zasilanych odpadowymi i odnawialnymi strumieniami energii, oceniając ich efektywność pracy, należy kierować się wartością mocy układu. Sprawność ma w tym przypadku mniej istotne znaczenie. W niektórych przypadkach okazuje się, że przy pewnych czynnikach obiegowych układ osiąga większą moc, przy mniejszej sprawności termicznej obiegu. Spowodowane jest to różnym stopniem wykorzystania energii ze źródła ciepła. Zatem optymalizując układy ORC zasilane ze źródeł ciepła, w których nie ma ograniczeń co do temperatury powrotnej nośnika energii, należy kierować się wielkością uzyskiwanej mocy w obiegu.
- W przypadku wykorzystywania źródeł ciepła, w których ograniczana jest temperatura nośnika ciepła powracającego do źródła, również należy rozważyć możliwość zastosowania układu ORC z suchym czynnikiem obiegowym z odpowiednio dobranymi parametrami pary na dopływie do turbiny. Taki zabieg stwarza możliwość zastosowania w układzie siłowni ORC wewnętrznej regeneracji ciepła, przez co zmniejsza się stopień wychłodzenia nośnika ciepła dostarczanego z danego źródła (wstępny podgrzew realizowany jest w wymienniku regeneracyjnym) .

Literatura

- [1] Bujak, A., „Rewolucja Przemysłowa - 4.0” i jej wpływ na logistykę XXI wieku, *Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*, 2017, 18, nr 6, s. 1338–1344.
- [2] Ansell T., Cayzer S., Limits to growth redux: A system dynamics model for assessing energy and climate change constraints to global growth, *Energy Policy*, 120 (2018), s. 514–525.
- [3] Nowak W., Sobański R., Kabat M., Kujawa T., *Systemy pozyskiwania i wykorzystania energii geotermicznej*, Szczecin, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, 2000, ISBN 83-87423-84-X.
- [4] 2007 Survey of Energy Resources, Executive Summary, London, World Energy Council, 2007, ISBN: 0 946121 26 5, (raport WEC).
- [5] BP Statistical Review of World Energy, June 2008, BP 2008, http://large.stanford.edu/publications/coal/references/docs/statistical_review_of_world_energy_full_review_2008.pdf, dostęp: 17 marca 2019.
- [6] BP Statistical Review of World Energy, June 2018, BP, 2018, <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2018-full-report.pdf>, dostęp: 17 marca 2019.
- [7] IEA, World Energy Outlook, <https://www.iea.org/weo/>, dostęp: 17 marca 2019.
- [8] IRENA (2018), Global Energy Transformation: A roadmap to 2050, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi. <https://www.irena.org/publications/2018/Apr/Global-Energy-Transition-A-Roadmap-to-2050>, dostęp: 18 marca 2019.
- [9] WWF, The Energy Report: 100% Renewable Energy by 2050, WWF - World Wildlife Fund, ISBN 978-2-940443-26-0, https://c402277.ssl.cf1.rackcdn.com/publications/384/files/original/The_Energy_Report.pdf?1345748859, dostęp: 18 marca 2019.
- [10] Olejniczak, K., Jakość powietrza a zdrowie, *Przegląd Komunalny*, 2017, nr 11, s. 40–41.
- [11] Ramowa konwencja Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu (Dziennik Ustaw, 1996, nr 53, poz. 238)
- [12] Protokół z Kioto do Ramowej konwencji Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu, (Dziennik Ustaw, 2005, nr 203 poz. 1684),
- [13] Decyzja Parlamentu Europejskiego i Rady nr 2009/406/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. w sprawie wysiłków podjętych przez państwa członkowskie, zmierzających do zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych w celu realizacji do roku 2020 zobowiązań Wspólnoty dotyczących redukcji emisji gazów cieplarnianych, *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej*, 05.06.2009, L140/136.
- [14] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. w sprawie promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych zmieniająca i w następstwie uchylająca dyrektywy 2001/77/WE oraz 2003/30/WE, *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej*, 05.06.2009, L140/16.
- [15] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2012/27/UE z dnia 25 października 2012 r. w sprawie efektywności energetycznej, zmiany dyrektyw 2009/125/WE

i 2010/30/UE oraz uchylenia dyrektyw 2004/8/WE i 2006/32/WE, Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej, 14.11.2012, L315/51.

- [16] Wilson J. D., A securitisation approach to international energy politics, *Energy Research & Social Science*, 49, (2019), s. 114–125.
- [17] Ney R., Znaczenie odnawialnych źródeł energii dla zrównoważonego rozwoju energetyki, *Materiały Ogólnopolskiego Kongresu Geotermalnego „Geotermia w Polsce – doświadczenia, stan aktualny, perspektywy rozwoju”*, Radziejowice 2007
- [18] Berent-Kowalska G., Kacprowska J., Moskal I., Jurgaś A., Kacperczyk G., *Energia ze źródeł odnawialnych w 2017 r.*, Warszawa: Główny Urząd Statystyczny, 2018, ISSN 1898-43479.
- [19] Szargut J., *Termodynamika techniczna*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2013, ISBN 978-83-01-13086-2.
- [20] Chmielniak T., *Technologie energetyczne*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 2008, ISBN 978-83-204-3387-6.
- [21] Szargut J., Ziębik A., *Podstawy energetyki cieplnej*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 1998. ISBN 83-01-12633-7.
- [22] Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk S., *Elektrownie*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 2007, ISBN 978-83-204-3216-9.
- [23] History of ORC. Knowledge Center for Organic Rankine Cycle. Available online at: <http://www.kcorc.org/en/science-technology/history/>
- [24] Bonca Z., Butrymowicz D., Dambek D., Depta A., Targański W.: *Poradnik – Nowe czynniki chłodnicze i nośniki ciepła*, Gdańsk, Wydawca IPPU Masta, 2003. ISBN: 9788391389584.
- [25] Klimaszewski A., Butrymowicz D., *Siłownie Kogeneracyjne ORC - nowe zastosowania czynników chłodniczych*, *Chłodnictwo: organ Naczelnej Organizacji Technicznej*, 2011 R. 46, nr 4, s. 12–16.
- [26] Rubik M., *Pompy ciepła w systemach geotermii niskotemperaturowej*, Warszawa, Wydawnictwo MULTICO, Oficyna Wydawnicza, 2011, ISBN 978-83-7763-052-5.
- [27] *Protokół montrealwski w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową*, sporządzony w Montrealu dnia 16 września 1987 r., (Dziennik Ustaw, 1992, nr 98 poz. 490).
- [28] *Ustawa z dnia 15 maja 2015 r. o substancjach zubożających warstwę ozonową oraz o niektórych fluorowanych gazach cieplarnianych*, (Dziennik Ustaw, 2015, poz. 881).
- [29] Wuehlles DJ., *Ozone Depletion Potential*, in: *Encyclopedia of Atmospheric Sciences (2nd Edition)*, editors: North G., Pyle J., Zhang F., 2015, Academic Press, ISBN: 9780123822253.
- [30] *Rozporządzenie (WE) nr 2037/2000 Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 29 czerwca 2000 r. w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową*, Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej, 29.09.2000, L244.
- [31] *World Meteorological Organization Global Ozone Research and Monitoring Project—Report No. 52*, file:///F:/HAB%202019/bibliografia/00-SAP-2010-Assement-report%20ODP%20GWP.pdf, Dostęp: 18 marca 2019.

- [32] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) NR 517/2014 z dnia 16 kwietnia 2014 r. w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych i uchylecia rozporządzenia (WE) nr 842/2006, Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej, 25.5.2014, L150/195.
- [33] Zhang S., Wang H., Guo T., Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation, *Applied Energy*, 2011, 88, s. 2740–2754.
- [34] Bao J., Zhao L., A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, (2013), s. 325–342.
- [35] Chen H., Goswami D.Y., Elias K., Stefanakos E.K., A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, (2010), 3059–3067.
- [36] NIST. RefProp 9.0, Standard Reference Database 23, Version 9.0, 2010, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA.
- [37] Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A., Stachel A. A., Klonowicz W., Hanausek P., Klonowicz P., Radomir Magiera R., Pierwsza demonstracyjna siłownia ORC małej mocy w polsce, Tom okolicznościowy, HTRSE 2010, Międzyzdroje 2010
- [38] Liu B.T., Chien K. H., Wang C.C., Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, *Energy*, 29, 2004, s. 1207–1217.
- [39] Maizza V., Maizza A., Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems, *Applied Thermal Engineering*, 1996,16, s. 579–590.
- [40] Maizza V., Maizza A., Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems, *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21, s. 381–390.
- [41] Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J., Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, *Energy*, 2007, 32, s.1210–1221.
- [42] Mikielewicz, D., Mikielewicz, J., Criteria for selection of working fluid in low-temperature ORC, *Chemical and Process Engineering*, 2016, 37, nr 3, 429–440.
- [43] Mikielewicz D., Mikielewicz J., Cogenerative micro power plants – A new direction for development of power engineering?, *Archives of Thermodynamics*, 2008, 29, s. 109–132.
- [44] Mikielewicz J., Mikielewicz D., Comparative study of selected fluids for use in supercritical Organic Rankine Cycles. *Archives of Thermodynamics*, 2009,30, s. 3–15.
- [45] Hung T.C., Shai T.Y., Wang S.K., A review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy Vol.22, No.7*, 1997, s. 661–667.
- [46] Badr O., Probert S.D., O’Callaghan W.P., Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine, *Applied Energy* 21, 1985, s. 1–41.
- [47] Badr O., O’Callaghan W.P., Probert S.D., Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources. *Appl Energy*, 1990, 36, s. 263–292.
- [48] Yamamoto T., Furuhashi T., Arai N., Mori K. Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy*, 2001, 26, s. 239–51.

- [49] Nowak W, Borsukiewicz-Gozdur A, Stachel A., Using the low-temperature Clausius–Rankine cycle to cool technical equipment, *Applied Energy*, 2008;85(7), s. 582–8.
- [50] Wang J., Yan Z., Wang M., Maa S., Dai Y., Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source, *Energy*, 49, (2013), s. 356–365.
- [51] Tian H., Shu G., Wei H., Liang X, Liu L., Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE), *Energy*, 47, (2012), s. 125–136.
- [52] Liu C., Gao T., Off-design performance analysis of basic ORC, ORC using zeotropic mixtures and composition-adjustable ORC under optimal control strategy, *Energy* 171, (2019), s. 95–108.
- [53] Wang E.H., Zhang H.G., Fan B.Y., Ouyang M.G., Zhao Y., Muc Q.H., Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery, *Energy*, 2011, 36, s. 3406–3418.
- [54] Aljundi IH., Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle, *Renew Energy*, 2011, 36, s. 1196–202.
- [55] Dai Y., Wang J., Gao L., Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, 2009, 50, s. 576–82.
- [56] Wiśniewski, S., Borsukiewicz-Gozdur, A., The influence of vapor superheating on the level of heat regeneration in a subcritical ORC coupled with gas power plant. *Archives of Thermodynamics*, 31 (2010), nr 3, s. 185–199.
- [57] Deethayat T., Kiatsiriroat T., Thawonngamyingsakul C., Performance analysis of an organic Rankine cycle with internal heat exchanger having zeotropic working fluid, *Case Stud. Therm. Eng.* 6 (2015), s. 155–161,
- [58] Mago P. J., Srinivasan K. K., Chamra L. M. and Somayaji C., An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles, *Int. J. Energy Res.*, 2008, 32, s. 926–938
- [59] Mago P. J., Chamra L. M., Srinivasan K., Somayaji C., An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008), s. 998–1007.
- [60] Xi H., Li MJ., Xu C, He YL., Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm, *Energy*, 58, (2013), s. 473–482.
- [61] Xu R-J., He Y-L., A vapor injector-based novel regenerative organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31, s.1238–43.
- [62] Desai N., Bandyopadhyay S., Process integration of organic Rankine cycle, *Energy*, 2009, 34, s. 1674–1686.
- [63] Pei G., Li J., Ji J., Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle, *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30, s. 998–1004.
- [64] Y. Zhou, et al., Performance analysis of zeotropic mixtures for the dual-loop system combined with internal combustion engine, *Energy Conversion and Management.*, 118 (2016), s. 406–414.

- [65] Huang H., Zhu J., Yan B., Comparison of the performance of two different Dual-loop organic Rankine cycles (DORC) with nanofluid for engine waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, 126, (2016), s. 99–109.
- [66] Shu G, Liu L, Tian H, Wei H, Xu X. Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, 2013, 74, s. 35–43.
- [67] Tian H., Liu L., Shu G., Wei H., Liang X., Theoretical research on working fluid selection for a high-temperature regenerative transcritical dual-loop engine organic Rankine cycle, *Energy Conversion and Management*, 86, (2014), s. 764–773.
- [68] Song J., Gu C.W., Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, 105, (2015), s. 995–1005.
- [69] Gea Z., Jian Lia J, Liu Q., Duana Y., Yanga Z., Thermodynamic analysis of dual-loop organic Rankine cycle using zeotropic mixtures for internal combustion engine waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, 166, (2018), s. 201–214.
- [70] Shu G., Liu L., Tian H, Wei H., Liang Y., Analysis of regenerative dual-loop organic Rankine cycles (DORCs) used in engine waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, 76, (2013), s. 234–243
- [71] Stachel A. A., Wiśniewski, S., Analiza wpływu rodzaju czynnika niskowrzącego i jego temperatury parowania na efektywność wykorzystania wody geotermalnej w elektrowni binarnej na parę nasyconą suchą, *Techniki Poszukiwań Geologicznych. Geotermia, Zrównoważony Rozwój*, 2007, nr 2, R. 46, s. 133–140.
- [72] Stachel A. A., Wiśniewski S., Influence of the type of working fluid in the lower cycle and superheated steam parameters in the upper cycle on effectiveness of operation of binary power plant, *Archives of Thermodynamics*, 36 (2015), No. 1, s. 111–123.
- [73] Nowak W., Stachel A., Borsukiewicz-Gozdur A., Comparison of effectiveness of operation of the geothermal power plant as an effect of replacement a single component power cycle with a binary installation. *Acta Metallurgica Slovaca* 3, 2007, s. 257–263.
- [74] Kane M., Larrain D., Favrat D., Allani Y., Small hybrid solar power system, *Energy*, 28, (2003), s. 1427–1443.
- [75] Galanis N., Cayer E., Roy P., Denis E.S., Désilets M., Electricity generation from low temperature sources, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2 (2), 2009, s. 55–67.
- [76] Mahmoudi A., Fazli M., Morad M.R., A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle, *Applied Thermal Engineering*, 143, (2018), s. 660–675.
- [77] Bianchi M, De Pascale A., Bottoming cycles for electric energy generation: parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat source, *Applied Energy*, 2011, 88, s. 1500–1509.
- [78] Bombarda P., Invernizzi C.M., Pietra C., Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles, *Applied Thermal Engineering*, Volume 30, Issues 2–3, February 2010, s. 212–219.

- [79] Borsukiewicz, A., Mocarski, S., Use of ORC power plant to increase the output of internal combustion engine supplied by biogas from wastewater treatment plant, *Instal*(2018), nr 3, s. 12–15.
- [80] Di Battista D., Mauriello M., Cipollone R., Waste heat recovery of an ORC-based power unit in a turbocharged diesel engine propelling a light duty vehicle, *Applied Energy*, Volume 152, 15 August 2015, s. 109–120.
- [81] Dolz V., Novella R., Garcia A., Sanchez J., HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy, *Applied Thermal Engineering*, Volume 36, April 2012, s. 269–278.
- [82] Dumont O., Dickes R., De Rosa M., Douglas R., Lemort V., Technical and economic optimization of subcritical, wet expansion and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC) systems coupled with a biogas power plant, *Energy Conversion and Management* 157 (2018), s. 294–306.
- [83] Enhua W., Zhibin Y., Hongguang Z., Fubin Y., A regenerative supercriticalsubcritical dual-loop organic Rankine cycle system for energy recovery from the waste heat of internal combustion engines, *Applied Energy* 190 (2017) 574–590.
- [84] Min-Hsiung Y., Rong-Hu Y., Economic research of the transcritical Rankine cycle systems to recover waste heat from the marine medium-speed diesel engine, *Applied Thermal Engineering* 114 (2017), s. 1343–1354.
- [85] Mocarski S., Borsukiewicz-Gozdur A., Application of ORC power station to increase electric power of gas compression ignition engine, *E3S Web Conf.* Volume 13, 2017.
- [86] Rijpkema J., Munch K., Andersson S. B., Thermodynamic potential of Rankine and flash cycles for waste heat recovery in a heavy duty Diesel engine, *Energy Procedia* 129 (2017), s. 746–753.
- [87] Shu G., Yu Z., Tian H., Liu P., Xu Z., Potential of the transcritical Rankine cycle using CO₂-based binary zeotropic mixtures for engine's waste heat recovery, *Energy Conversion and Management* 174 (2018), s. 668–685.
- [88] Song J., Song Y., Gu C-W., Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines, *Energy*, Volume 82, 2015, s. 976–985.
- [89] Wei M. S., Fang J. L., Ma C. C., Danish S. N., Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust gases by medium temperature ORC system, *Sci. China Technol. Sci.* (2011) 54.
- [90] Yang F., Dong X., Zhang H., Wang Z., Yang K., Zhang J., Wang E., Liu H., Zhao G., Performance analysis of waste heat recovery with a dual loop organic Rankine cycle (ORC) system for diesel engine under various operating conditions, *Energy Conversion and Management*, Volume 80, April 2014, s. 243–255.
- [91] Yang F., Zhang H., Bei C., Song S., Wang E., Parametric optimization and performance analysis of ORC (organic Rankine cycle) for diesel engine waste heat recovery with a fin-and-tube evaporator, *Energy*, Volume 91, November 2015, s. 128–141.
- [92] Yu G., Shu G., Tian H., Wei H., Liu L., Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE), *Energy*, Volume 51, 2013, s. 281–290.

- [93] Nami H., Ertesvag I.S., Agromayor R., Riboldi L., Nord L.O., Gas turbine exhaust gas heat recovery by organic Rankine cycles (ORC) for offshore combined heat and power applications - Energy and exergy analysis, *Energy*, 165, (2018), s. 1060–1071.
- [94] Khosravia H., Salehib G. R., Azada M. T., Design of structure and optimization of organic Rankine cycle for heat recovery from gas turbine: The use of 4E, advanced exergy and advanced exergoeconomic analysis, *Applied Thermal Engineering*, 147, (2019), s. 272–290.
- [95] Lia T., Liub J., Wang J., Menga N., Zhud J., Combination of two-stage series evaporation with non-isothermal phase change of organic Rankine cycle to enhance flue gas heat recovery from gas turbine, *Energy Conversion and Management*, 185, (2019), s. 330–338.
- [96] Camporeale S.M., Pantaleo A. M., Patrizia D. Ciliberti P. D., Fortunato B., Cycle configuration analysis and techno-economic sensitivity of biomass externally fired gas turbine with bottoming ORC, *Energy Conversion and Management*, 105, (2015), s. 1239–1250.
- [97] Pierobon L., Nguyen TV., Mazzucco A., Larsen U., Haglind F., Part-load performance of a wet indirectly fired gas turbine integrated with an organic rankine cycle turbogenerator. *Energies*, 2014, 7, s. 8294–316.
- [98] Wiśniewski S., Analiza pracy układu ORC sprzężonego z turbiną gazową z zastosowaniem cyrkulacji spalin, *Energetyka*, 2011, nr 11, s. 712–715.
- [99] Wiśniewski S., Analiza porównawcza układów ORC z czynnikami roboczymi z grupy czynników suchych i mokrych współpracujących z turbiną gazową, *Zeszyty Naukowe. Ciepłne Maszyny Przepływowe - Turbomachinery / Politechnika Łódzka*, 2013, nr 143, s. 227–236.
- [100] Wiśniewski S., Kaczmarek R., Analiza porównawcza efektywności pracy układów ORC i parowego zasilanych energią cieplną spalin z turbiny gazowej, *Napędy i Sterowanie*, 2014 R. 16, nr 9, s. 120–127.
- [101] Borsukiewicz-Gozdur A., Wiśniewski S., Analiza możliwości zagospodarowania ciepła odpadowego z turbiny gazowej poprzez zastosowanie układu ORC, *Rynek Energii*, 2011, nr 4, s. 53–57.
- [102] Wiśniewski S., Borsukiewicz-Gozdur A., Ocena efektywności pracy zespołu turbiny gazowej sprzężonej z nadkrytyczną siłownią ORC, *Energetyka*, 2011, nr 2-3, s. 139–142.
- [103] Invernizzi CM, Iora P, Sandrini R. Biomass combined cycles based on externally fired gas turbines and organic Rankine expanders, *Proc IMechE A J Power Energy*, 2011, 225, s. 1066–75.
- [104] Cao Y, Gao Y, Zheng Y, Dai Y., Optimum design and thermodynamic analysis of a gas turbine and ORC combined cycle with recuperators, *Energy Conversion and Management*, Volume 116, 2016, s. 32–41.
- [105] Wiśniewski S., Borsukiewicz-Gozdur A., The ORC Power unit driver by the Exhaust gas heat of a gas turbine Power set and the system Power output as influenced by the ORC characteristic parameters, *Journal of Energy Science*, vol. 1, No. 1, s. 179–190.
- [106] Campana F., Bianchi M., Branchini L., De Pascale A., Peretto A., Baresi M., Fermi A., Rossetti N., Vescovo R., ORC waste heat recovery in European energy intensive

- industries: Energy and GHG savings, *Energy Conversion and Management*, 76, (2013), s. 244–252.
- [107] Karellas S., Leontaritis A.D., Panousis G., Bellos E., Kakaras E., Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry, *Energy*, 58 (2013), s. 147–156.
- [108] Fergania Z., TouilbD., Morosuke T., Multi-criteria exergy based optimization of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery in the cement industry, *Energy Conversion and Management*, 112, (2016), s. 81–90.
- [109] Peris B., Navarro-Esbrí J., Mol F., Mota-Babiloni A., Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry, *Energy*, 85, (2015), s. 534–542.
- [110] Baatz E, Heidt G., First waste heat power generating plant using the organic Rankine cycle process for utilizing residual clinker cooler exhaust air. *ZKG Int*, 2000;53, s. 425–36.
- [111] Wang J., Dai Y., Gao L., Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry, *Appl Energy*, 86 (2009), s. 941–948.
- [112] Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W., Analiza efektywności energetycznej i ekonomicznej utylizacji ciepła odpadowego z procesu wypalania klinkieru cementowego w elektrowni z nadkrytyczną siłownią organiczną, w *Rynek Ciepła 2009, Materiały I Studia, Praca zbiorowa pod red. J. Kotowicza, Wydawnictwo Kaprint, Lublin 2009.*, ISBN 978-63-927680-8-1, s. 67–79.
- [113] Duda J.: *Energooszczędne i proekologiczne techniki wypalania klinkieru cementowego.* Wydawnictwo Instytut Śląski, Opole, 2004.
- [114] Kaska Ö., Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, *Energy Convers Manage*, 77 (2014), s. 108-117.
- [115] Ramirez, M., Epelde M., Gomez de Arteche M., Panizza A., Hammerschmid A., Baresid M., Monti N., Performance evaluation of an ORC unit integrated to a waste heat recovery system in a steel mill, *Energy Procedia*, 129, 2017, s. 535–542.
- [116] David G., Michel F, Sanchez L., Waste heat recovery projects using Organic Rankine Cycle technology – examples of biogas engines and steel mills applications. In: *World Engineer’s Convention, Geneve; 2011.*
- [117] Khatita M.A., Ahmed T.S., Ashour F.H., Ismail I.M., Power generation using waste heat recovery by organic Rankine cycle in oil and gas sector in Egypt: A case study, *Energy*, 64, (2014), s. 462–472.
- [118] Song J., Li Y., Gu CW., Zhang L., Thermodynamic analysis and performance optimization of an ORC (Organic Rankine Cycle) system for multi-strand waste heat sources in petroleum refining industry, *Energy*, 71, (2014), s. 673–680.
- [119] Varga Z., Rabi I., Farkas C., Waste heat recovery with organic Rankine cycle in the petroleum industry, *Chemical Engineering Transactions*, 29, 2012, s. 301–306.
- [120] Meacher JS., *Organic Rankine cycle systems for waste heat recovery in refineries and chemical process plants.* Energy Systems Laboratory; 1981.

- [121] Chen C.L., Li P.Y., Le S.N.T., Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery in a Refinery, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2016, 55 (12), s. 3262–3275.
- [122] Danieli P., Rech S., Lazzaretto A., Supercritical CO₂ and air Brayton-Joule versus ORC systems for heat recovery from glass furnaces: Performance and economic evaluation, *Energy*, 168, (2019), s. 295–309.
- [123] Mirzaei M., Ahmadi M.H., Mobin M., Nazari M.A., Alayi R., Energy, exergy and economics analysis of an ORC working with several fluids and utilizes smelting furnace gases as heat source, *Thermal Science and Engineering Progress*, 5, 2018, s. 230–237.
- [124] Vera D., Jurado F., Carpio J., Kame S., Biomass gasification coupled to an EFGT-ORC combined system to maximize the electrical energy generation: A case applied to the olive oil industry, *Energy*, 144, 2018, s. 41–53.
- [125] Pantaleoa A. M., Fordhama J., Oyewunmia O.A, De Palmac P., Markidesa C.N., Integrating cogeneration and intermittent waste-heat recovery in food processing, Microturbines vs. ORC systems in the coffee roasting industry, *Applied Energy*, 225, (2018), s. 782–796.
- [126] Borsukiewicz-Gozdur A., Wiśniewski S., Mocarski S., Bankowski M., ORC power plant for electricity production from forest and agriculture biomass, *Energy Conversion and Management*. - Vol. 87 (2014), s. 1180–1185.
- [127] Mondejara M.E., Andreasena J.G., Pierobona L., Larsenc U., Thernb M., Haglinda F, A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, (2018), s. 126–151.
- [128] Lion S., Michos C.N., Vlaskos I., Rouaud C., Taccani R., A review of waste heat recovery and Organic Rankine Cycles (ORC) in on-off highway vehicle Heavy Duty Diesel Engine applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 79, November 2017, s. 691–708.
- [129] Usman M., ImranM., Yang Y., Park BS., Impact of organic Rankine cycle system installation on light duty vehicle considering both positive and negative aspects, *Energy Conversion and Management* 112 (2016), s. 382–394.
- [130] Kowalski, R.Łaciak, M.Liszka, K.Oliinyk, A.Paszylk, P., Application of ORC systems at natural gas compression station, *AGH Drilling, Oil, Gas*, 2017 Vol. 34, no. 2, s. 513—530.
- [131] Bianchi M., Branchini L., De Pascale A., Melino F., Peretto A., Archetti D., Campana F., Ferrari T., Rossetti N., Feasibility of ORC application in natural gas compressor stations *Energy*, Volume 173, 2019, s. 1–15.
- [132] Bianchi M., Branchini L., De Pascale A., Melino F., Orlandinia V., Peretto A., Archetti D., Campana F., Ferrari T., Rossetti N., Techno-Economic Analysis of ORC in Gas Compression Stations Taking Into Account Actual Operating Conditions, *Energy Procedia*, September 2017, s. 543–550.
- [133] Yilmazoglu M.Z., Amirabedin E., Shotorban B., Waste heat utilization in natural gas pipeline compression stations by an organic Rankine cycle. *Energy Explor Exploit* 2014;32(2), s. 317–28.
- [134] Kicinski J., Zywica G., Prototype of the domestic CHP ORC energy system, *Bulletin of the Polish Academy of Sciences. Technical Sciences*, 2016 Vol. 64, nr 2 417—424

- [135] Wajs J., Mikielwicz D., Bajor M., Low-power turbines for small ORC applications, *Rynek Energii*, 2014 Nr 5, s. 108—115.
- [136] Mikielwicz D., Mikielwicz J.: A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP, *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, 2010, s. 2357–2362.
- [137] Mikielwicz D., Wajs J., Mikielwicz J., Gas boiler as a heat source for the domestic micro-CHP, *Journal of Power Technologies* (in print).
- [138] Mikielwicz D., Wajs J., Mikielwicz J., Alternative cogeneration thermodynamic cycles for domestic ORC, *Chemical and Process Engineering*, 2018 Vol. 39, nr 1, s. 75–84.
- [139] Imran M., Usman M., Park B.S., Kim H.J, Lee D.B., Multi-objective optimization of evaporator of organic Rankine cycle (ORC) for low temperature geothermal heat source, *Applied Thermal Engineering*, 80, (2015), s. 1–9.
- [140] Wang J., Wang J., Dai Y., Zhao P., Thermodynamic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power generation system, *Geothermics*, 2015, 55, s. 69–77.
- [141] Franco A., Villani M., Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields, *Geothermics*, 2009, 38, s. 379–91.
- [142] Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W., Stachel A.A., Ocena możliwości wykorzystania energii geotermalnej i geotermicznej do zasilania elektrowni, *Konferencja Naukowa: Problemy Jakościowe, Energetyczne i Eksploatacyjne w Maszynach Ciepłych*, ATR Bydgoszcz, Duszynki, 2-5.09.2004. Materiały konferencyjne, s. 21–28.
- [143] Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz A., Proposals of small scale binary geothermal power plant working in the polish lowland conditions, *International Geothermal Days, Poland 2004, Zakopane, 13–17.09.2004*, Materiały konferencyjne, s. 268–272.
- [144] Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W., Feasibility Study and Energy Efficiency Estimation of a Geothermal Power Station Based on Medium Enthalpy Water, *Thermal Science*, 11 No. 3, 2007, s. 135–142.
- [145] Borsukiewicz-Gozdur A. Nowak W., Maximizing the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), s. 2074–2078.
- [146] Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A., Possibilities of implementation of absorption heat pump In realization of the Clausiusa-Rankine’a cycle In geothermal Power station, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008), s. 335–340.
- [147] Wiśniewski S., Borsukiewicz-Gozdur A., Improvement of effectiveness of geothermal energy utilization as a result of conversion from one to a multi loop power cycle, *Archives of Thermodynamics*, Vol. 29 (2008), No. 4, s. 205–214.
- [148] Wiśniewski S., Borsukiewicz-Gozdur A., Porównanie efektywności pracy elektrowni geotermalnych przy zastosowaniu siłowni organicznych jedno i wieloobiegowych, *Energetyka, Zeszyt tematyczny nr XVIII, Listopad 2008*, s. 137–140.
- [149] Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A., Wisniewski S., Improvement of Ecological Effects of Geothermal Plant Operation due to Substitution of a Single-Cycle with Three-Cycles, *Polish Journal of Environmental Studies*, Vol. 17, No.3A, 2008, s. 427–431.

- [150] Bianchi M., Branchini L., De Pascale A, Melino F., Ottaviano S., Peretto A., Torricelli N., Zampieri G., Performance and operation of micro-ORC energy system using geothermal heat source, *Energy Procedia*, 148, (2018), s. 384–391.
- [151] Imran M., Usman M., Park B.S., Yang Y., Comparative assessment of Organic Rankine Cycle integration for low temperature geothermal heat source applications, *Energy*, 102, (2016), s. 473–490.
- [152] Borsukiewicz-Gozdur A., Dual-fluid-hybrid power plant co-powered by low-temperature geothermal water, *GEOTHERMICS*, 39(2010), Vol. 39, no 2, 2010, s. 170–176.
- [153] Baik Y.J., Kim M., Chang K.C., Lee Y.S., Yoon H.K., Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation, *Energy* (47)2012, s. 70–76.
- [154] Guo T., Wang H.X., Zheng J., Comparative analysis of CO₂-based transcritical Rankine cycle and HFC245fa-based subcritical organic Rankine cycle using lowtemperature geothermal source, *Science China Technological Sciences* (53)2010, s. 1638–1946.
- [155] Hettiarachchi M., Golubovic M., Worek W.M., Ikegami Y., Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources, *Energy* (32)2007, s. 1698–1706.
- [156] Baik Y.J., Kim M., K.C., Lee Y.S., Yoon H.K., A comparative study of power optimization in low-temperature geothermal heat source driven R125 transcritical cycle and HFC organic Rankine cycles, *Renewable Energy* (54)2013, s. 78–84.
- [157] Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W., Geothermal Power Station with Supercritical Organic Cycle, *Proceedings World Geothermal Congress 2010 Bali, Indonesia*, 25–29 April 2010.
- [158] Zhang S., Wang H., Guo T., Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation, *Applied Energy* (88)2011, pp. 2740–2754.
- [159] Gu Z., Sato H., Performance of supercritical cycles for geothermal binary design, *Energy Conversion and Management* (43)2002, s. 961–971.
- [160] Guo T, Wang H., Zhang S., Comparative analysis of natural and conventional working fluids for use in transcritical Rankine cycle using low-temperature geothermal source, *International Journal of Energy Research* (35)2011, s. 530–544.
- [161] Kanoglu M., Bolatturk A., Performance and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy, *Renewable Energy* (33)2008, s. 2366–2374.
- [162] Georgiev A., Simulation and experimental results of a vacuum solar collector system with storage, *Energy Conversion and Management* 46 (2005), s. 1423–1442.
- [163] Ismail K. A. R., Abogderah M. M., Performance of a Heat Pipe Solar Collector, *J. Sol. Energy Eng* 120(1), 51–59 (Feb 01, 1998) (9 pages).
- [164] Oztop H.F., Bayrak F., Hepbasli A., Energetic and exergetic aspects of solar air heating (solar collector) systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 21, 2013, s. 59–83.

- [165] Saxena A., Varun, El-Sebaei A. A., A thermodynamic review of solar air heaters, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, (2015), 863.
- [166] Wang M., Wang J., Zhao Y., Zhao P., Dai Y., Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors, *Applied Thermal Engineering* Volume 50, Issue 1, 10 January 2013, s. 816–825.
- [167] Zhang X.R., Yamaguchi H., Uneno D., Experimental study on the performance of solar Rankine system using supercritical CO₂, *Renewable Energy* (32)2007, s. 2617–2628.
- [168] Kravitz B., US Patent 4,237,864, Focusing solar collector, 1980.
- [169] Löf G. O. G., Duffie J. A., Optimization of Focusing Solar-Collector Design, *J. Eng. Power* 85(3), (1963), s. 221–228.
- [170] Sarmiento C., Cardemil J. M., Díaz A. J., Barraza R., Parametrized analysis of a carbon dioxide transcritical Rankine cycle driven by solar energy, *Applied Thermal Engineering* 140 (2018), s. 580–592.
- [171] Rentizelas A, Karellas S, Kakaras E, Tatsiopoulos I. Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications, *Energy Conversion and Management* 2009, 50, (3), s. 674–81.
- [172] Chinese D, Meneghetti A, Nardin G., Diffused introduction of Organic Rankine Cycle for biomass-based power generation in an industrial district: a systems analysis, *International Journal Of Energy Research*, 2004,28,1003–1021.
- [173] Drescher U., Brüggemann D., Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Appl Therm Eng*, 2007;27, s. 223–228.
- [174] Obernberger I., Thonhofer P., Reisenhofer E., Description and evaluation of the new 1000 kW_{el} Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria. *Euroheat Power* 2002;10(1):1.
- [175] Błajszczak, G.Gawęł, I. Parametry ruchowe biomasowej elektrowni ORC małej mocy *Zeszyty Naukowe Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej*, 2015 Nr 42, s. 139–142
- [176] Błajszczak G., Gawęł I., Operational Parameters of Low Power ORC Biomass Plant, *Acta Energetica*, 2016, nr 3, s. 23–27,
- [177] Borsukiewicz-Gozdur A., Wykorzystanie biomasy nieprzetworzonej do zasilania elektrowni małej mocy do zastosowań rolniczych – część I analiza termodynamiczna, *Nowoczesne rozwiązania w inżynierii i ochronie środowiska, Tom II Wrocław 2011* ISBN: 978-83-929704-3-9, s. 101–106.
- [178] Borsukiewicz-Gozdur A., Wykorzystanie biomasy nieprzetworzonej do zasilania elektrowni małej mocy do zastosowań rolniczych – część II analiza ekonomiczna, *Nowoczesne rozwiązania w inżynierii i ochronie środowiska, Tom II Wrocław 2011* ISBN: 978-83-929704-3-9, s. 101–106.
- [179] Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A., Stachel A.A., Ocena efektywności pracy hybrydowej elektrowni z ORC zasilanej parą wodną z kotła opalanego biomasą, *Rynek Energii*, nr 5 (78), 2008, s. 35–40.

- [180] Kalina J., Świerzewski M., Strzałka R., Operational experiences of municipal heating plants with biomass-fired ORC cogeneration units, *Energy Conversion and Management*, 181, 2019, s. 544–561.
- [181] Tartière T., Astolfi M., A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market panel, *Energy Procedia*, 129, 2017, s. 2–9.
- [182] Borsukiewicz-Gozdur A., Klonowicz W., Paweł Hanausek P., Elektrownia parowa z hermetycznym turbogeneratorem i z zamkniętym obiegiem czynnika roboczego i sposób chłodzenia generatora elektrycznego w elektrowni parowej z hermetycznym turbogeneratorem i z zamkniętym obiegiem czynnika roboczego, Patent PL 227751 B1, ogłoszony 31.02.2018.
- [183] Borsukiewicz-Gozdur, A., Wiśniewski, S., Analiza porównawcza zastosowania czynników R227ea i R1234ze jako płynów roboczych w elektrowni geotermalnej typu ORC, *Technika Poszukiwań Geologicznych. Geotermia, Zrównoważony Rozwój*, 2016, nr 2, R. 55, s.145–154.
- [184] Konga R., Deethayat T., Asanakham A., Vorayos N., Kiatsiroat T., Thermodynamic performance analysis of a R245fa organic Rankine cycle (ORC) with different kinds of heat sources at evaporator, *Case Studies in Thermal Engineering* 13 (2019) 100385.
- [185] Wiśniewski S., Nowak, W., Ocena efektywności pracy elektrowni hybrydowej z jednoobiegową siłownią ORC sprzężoną cieplnie z siłownią binarną, *Instal*, 2013, nr 10, s. 11–14.
- [186] Nowak W., Wiśniewski S., Patent PL 217365 B1, Układ siłowni z organicznymi czynnikami roboczymi i sposób zwiększania wykorzystania energii nośnika ciepła zasilającego siłownią jednoobiegową, 31.07.2014.
- [187] Stachel A.A., Wiśniewski S., Ocena efektywności pracy siłowni binarnej współzasilanej energią geotermalną, 2011, *Energetyka, Zeszyt tematyczny nr XXII, Listopad 2011*, s. 43–46.
- [188] Nowak W., Wiśniewski S, A concept to fuel the ORC power plant by heat sources of different temperatures, *Thermodynamics in Science and Technology Proceedings of the 1-st International Congress on Thermodynamics, Part 2 L. Bogusławski (Editor) ISBN: 978-83-7775-038-4, Poznań 4-7.09.2011*, s. 877–886.
- [189] Nowak W., Wiśniewski S., Patent PL 218166 B1, Organiczna siłownia parowa zasilana z wielu źródeł i sposób pracy organicznej siłowni parowej zasilanej z wielu źródeł, 31.10.2014.
- [190] Wiśniewski S., Patent PL 229566 B1, Sposób zasilania układu siłowni dwuobiegowej ORC i układ siłowni dwuobiegowej ORC, 31.07.2018
- [191] Borsukiewicz-Gozdur, A., Pumping work in the organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, 51, (2013), s. 781–786.

Streszczenie

W niniejszej monografii przedstawiono analizę efektywności pracy kilku wariantów siłowni organicznych (ORC z ang. Organic Rankine Cycle) zasilanych nisko i średniotemperaturowymi źródłami energii. W przyjętych rozważaniach pojęcie nisko i średniotemperaturowej energii odnosi się do źródeł energii o temperaturze od kilkudziesięciu do stu kilkudziesięciu stopni Celsjusza. Źródła ciepła o takiej charakterystyce temperaturowej są łatwo dostępne. Można do nich zaliczyć cały szereg strumieni ciepłej energii odpadowej dostępnej

w różnych gałęziach przemysłu, ciepło pochodzące z chłodzenia stacjonarnych agregatów prądotwórczych napędzanych silnikami spalinowymi, ciepło chłodzenia ogniw paliwowych, czy też dostępna na terenie Polski energia geotermalna.

Analiza efektywności pracy rozpatrywanych siłowni ORC oparta została na ocenie podstawowych parametrów termodynamicznych obiegu Clausiusa-Rankine'a, który to jest obiegiem porównawczym dla siłowni ORC. Zatem dla każdego analizowanego wariantu siłowni określona została moc obiegu oraz jego sprawność termiczna.

W energetycznej analizie pracy układów ORC uwzględniono w szczególności możliwość zasilania tych układów z wielu różnotemperaturowych źródeł ciepła.

Niniejsza monografia jest efektem wieloletnich analiz efektywności pracy i optymalizacji układów ORC. Treść monografii została podzielona na pięć rozdziałów.

W pierwszym rozdziale monografii uzasadniono celowość podjęcia tematyki związanej z wykorzystaniem układów ORC, zwłaszcza tych, które są zasilane odpadowymi i odnawialnymi nośnikami energii. Słuszność podjęcia tej tematyki udowodniono, wskazując na szereg globalnych problemów aktualnie nas dotykających. W skrócie można stwierdzić, że problemy te w największym stopniu dotyczą obszaru związanego z energią, a dokładniej z jej pozyskaniem i wykorzystywaniem. Na potwierdzenie tego we wprowadzeniu podano, że w świetle ogromnego rozwoju technologicznego, przemysłowego i społecznego oraz perspektywy ciągłego wzrostu zapotrzebowania na energię stajemy przed nie lada wyzwaniem polegającym na diametralnej zmianie struktury pozyskiwania nośników energii, w kierunku zwiększenia udziału źródeł odnawialnych w tej strukturze. Podstawowym powodem, dla którego należy dokonać tego jak najszybciej, jest to, że wykorzystywanie paliw kopalnych (sektor energetyczny, transport i inne gałęzie przemysłu) przyczynia się do daleko idących zmian klimatycznych spowodowanych emisją do atmosfery ditlenku węgla (CO₂). Drugi aspekt związany jest z wyczerpalnością tych zasobów, co stało się dużym impulsem do po-

szukiwania innych, alternatywnych źródeł energii. Zmniejszenie zużycia energii w skali globalnej można też uzyskać poprzez wzrost efektywności energetycznej. To właśnie w tym obszarze, poza energią geotermalną, upatruje się znacznego zwiększenia zastosowania układów ORC poprzez możliwość zasilania tych układów odpadowymi strumieniami energii.

W drugim rozdziale monografii przytoczone zostały podstawy teoretyczne funkcjonowania obiegu Clausiusa-Rankine'a. W pierwszej kolejności przedstawiony został obieg siłowni klasycznej z wodą jako czynnikiem obiegowym. Następnie przedstawiono obieg ORC z czynnikiem obiegowym w postaci substancji niskowrzącej, z jednoczesnym wskazaniem podstawowych różnic w stosunku do układu siłowni klasycznej. W rozdziale tym przedstawiona została również charakterystyka stosownych czynników obiegowych. Dokonano podziału tych czynników według różnych kryteriów oraz przedstawiono podstawowe ich własności, ze szczególnym uwzględnieniem tych kluczowych i związanych z prawidłowym funkcjonowaniem obiegu ORC. Omawiając własności tych czynników uwzględniono, również aspekty środowiskowe ich stosowania.

Literatura tematu została przedstawiona w trzecim rozdziale pracy. Z uwagi na ogromną ilość publikacji dotyczących bezpośrednio lub pośrednio tematyki związanej z układami ORC w przeglądzie literatury omówiono jedynie wybrane konfiguracje obiegów ORC. Opis tych układów przedstawiono, począwszy od najprostszego podstawowego obiegu ORC, a skończywszy na obiegach z rozbudowanymi instalacjami regeneracji ciepła. Druga część przeglądu literatury dotyczyła rodzajów źródeł ciepła wykorzystywanych w układach ORC. Z przedstawionego przeglądu jasno wynika, że aktualnie najwięcej układów ORC jest zasilanych energią geotermalną. Analizy teoretyczne tych układów też w większości przypadków dotyczą wykorzystania źródeł geotermalnych. Poza tym źródłem ciepła w literaturze analizowane są również układy ORC zasilane energią słoneczną, biomasą oraz energią odpadową, zwłaszcza energią generowaną przez silniki spalinowe. Możliwość aplikacji, jak i funkcjonujące układy analizowane są również pod kątem zwiększenia efektywności takich gałęzi przemysłu, jak: przemysł hutniczy, cementownie czy nawet przemysł spożywczy.

Czwarty rozdział monografii, w którym przedstawiono w dużym skrócie doświadczenia Katedry Techniki Ciepłej na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie związane z badaniami układów ORC, można potraktować jako dalszy ciąg przeglądu literaturowego. W rozdziale tym pokrótce opisana została historia powstania dwóch układów ORC funkcjonujących w KTC ZUT w Szczecinie. Jeden z tych układów to układ ORC na parametry podkrytyczne symulujący pracę siłowni ORC zasilanej wodą geotermalną. Drugim układem jest układ siłowni z obie-

giem na parametry nadkrytyczne, z jednoczesnym zastosowaniem wewnętrznej regeneracji ciepła, który zasilany jest z kotła opalanego biomasą (lub innym paliwem stałym).

W piątym rozdziale pracy przedstawiono badania własne dotyczące możliwości zasilania układów ORC z wielu źródeł. Większość publikacji przedstawionych w przeglądzie literatury dotyczyła przypadków, w których układy ORC zasilane były z jednego źródła ciepła.

W rozdziale tym przedstawiono analizę efektywności pracy czterech układów ORC (układów hybrydowych), w których do zasilania wykorzystane są dwa lub trzy źródła ciepła. Trzy z tych rozwiązań zostały opatentowane. Pierwsza z przedstawionych analiz dotyczyła układu siłowni binarnej z dolnym obiegiem ORC, która to została sprzężona cieplnie z dodatkowym obiegiem ORC. Jak wykazały obliczenia, takie rozwiązanie pozwala na zwiększenie mocy i sprawności całego układu, jak również stwarza możliwość większego schłodzenia nośników energii doprowadzanych z odpowiednich źródeł ciepła.

Drugi z analizowanych układów składa się z jednej turbiny, jednego skraplacza oraz kilku grup wymienników ciepła (parowacz z zastosowaną cyrkulacją nośnika energii i podgrzewacz) i pomp obiegowych. Liczba grup wymienników ciepła i pomp zależy do liczby wykorzystywanych źródeł ciepła. Przeprowadzona analiza pracy tego układu wykazała, że istnieje możliwość zastosowania zróżnicowanych źródeł ciepła, nie tylko pod kątem temperatury nośnika ciepła, ale również, co jest bardzo istotne, pod kątem rodzaju substancji będącej tym nośnikiem. Wynika z tego, że budowa proponowanego rozwiązania układu ORC stwarza możliwość regulacji temperatury nośnika ciepła poprzez zastosowanie cyrkulacji, a zastosowanie osobnych obiegów, z których para kierowana jest do wspólnego kolektora zbiorczego, a dalej do turbiny, nie powoduje mieszania się nośników energii z poszczególnych źródeł.

Trzecim analizowanym układem jest układ siłowni binarnej obejmującej nadkrytyczny obieg górny oraz podkrytyczny obieg dolny. W analizie tego układu uwzględniono różne czynniki organiczne, różne temperatury strumieni wody zasilających siłownię binarną oraz różne wartości temperatury skraplania czynnika niskowrzącego w obiegu górnym siłowni binarnej. Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na określenie wpływu tych parametrów na osiąganą moc oraz sprawność siłowni binarnej oraz poszczególnych jej obiegów. Uzyskane wyniki obliczeń wskazują, że dla przyjętych założeń wprowadzenie dodatkowego obiegu dolnego wykorzystującego ciepło skraplania czynnika z obiegu górnego (nadkrytycznego) wpływa korzystnie na parametry pracy całego układu. Wzrasta zarówno moc jak i sprawność obiegu.

Czwartym analizowanym układem, z punktu widzenia niniejszej monografii najistotniejszym, jest układ dwuobiegowej siłowni ORC, w której rozpatrywane obiegi w zakresie kilku przemian pokrywają się ze sobą. Chodzi o przemiany zachodzące w skraplaczu, pompie obiegowej oraz dwóch wymiennikach ciepła typu podgrzewacz i parowacz. Rozpatrywany układ zasilany jest z dwóch różnotemperaturowych źródeł ciepła, z których nośniki energii w układzie ORC przed wprowadzeniem do parowacza łączą się ze sobą. Zatem korzystnie jest, jeżeli nośniki energii doprowadzane ze źródeł, pod względem rodzaju substancji są takie same (w przypadku różnych nośników można zastosować wymiennik pośredni). Dla układu dwuobiegowej siłowni ORC przedstawiona została szeroka analiza wpływu poszczególnych parametrów układu na efektywność pracy całej siłowni. W analizie tej uwzględniono zmienność temperatury odparowania oraz przegrzania, wpływ strumieni masowych wody doprowadzanych ze źródeł ciepła, jak i też temperatury tych źródeł. Uzyskane wyniki analizy porównane zostały z siłownią referencyjną, czyli jednoobiegową siłownią ORC zasilaną z tych samych źródeł ciepła co analizowany układ siłowni dwuobiegowej. Uzyskane wyniki jednoznacznie wskazują, że w zakresie analizowanych parametrów korzystniej wypada pod względem efektywności pracy układ siłowni dwuobiegowej.

W ostatnim, szóstym rozdziale monografii dokonano ogólnego podsumowania przeprowadzonej analizy i sformułowano wnioski natury ogólnej. Przeprowadzona analiza wykazała, że stosując odpowiednie rozwiązania w układzie ORC, można w efektywny sposób eksploatować układy z wieloźródłowym zasilaniem.

Summary

This monograph presents an analysis of the performance of several organic power plant variants (ORCs) with a low-temperature and medium-temperature thermal energy sources. In the study, the term of a low and medium-temperature thermal energy refers to the energy sources with a temperature of several dozen to one hundred and several tens of degrees centigrade. Heat sources with such temperature characteristics are easily accessible. One can include a whole range of thermal waste streams available in various industries, heat from cooling stationary power generators powered by combustion engines, cooling energy of fuel cells or geothermal energy available in Poland.

The performance analysis of the considered ORC plants was based on the assessment of the basic thermodynamic parameters of the Rankine cycle, which is an idealized thermodynamic cycle for the ORC power plant. Therefore, for each analyzed variant of the power plant, the power of the cycle and its thermal efficiency were determined.

In the energy analysis of ORC systems, in particular, the possibility of supplying these systems from many different temperature heat sources has been taken into account.

This monograph is the result of long-term analyzes of the performance and optimization of ORC systems. The content of the monograph has been divided into five chapters.

In the first chapter of the monograph, the purpose of taking up the topic related to the use of ORC systems, especially those that are fed with waste and renewable energy carriers, was justified. The legitimacy of taking up this subject has been proved by indicating a series of global problems that currently affect the society. In short, it can be said that these problems relate to the greatest extent in the area connected with the energy and its acquisition and use. As an confirmation, in the introduction, it is stated that in the light of enormous technological, industrial and social development and the prospects of continuous growth in the energy demand, we face a real challenge of radically changing the current structure which is based on obtaining energy carriers towards increasing the share of renewable sources in this structure. The basic reason why it should be done as soon as possible is that the use of fossil fuels (energy, transport and other industries) contributes to far-reaching climate change caused by the emission of carbon dioxide (CO₂) into the atmosphere. The second aspect is related to the exhaustion of these resources, which has become a great incentive to seek alternative energy sources. Reducing energy consumption on a global scale can also be achieved by increasing energy efficiency. In this specific area, besides the geothermal energy utilization, the use of

ORC systems has been considerably increased due to the possibility of powering these systems with waste energy streams.

In the second chapter of the monograph, the theoretical foundations of the Clausius Rankine cycle were quoted. First of all, the cycle of the classical power plant was presented, with water as a circulating medium. Next, the ORC cycle is presented, with the low-boiling working fluid, with simultaneous indication of the basic differences with respect to the classical power plant system. This chapter also presents the characteristics of the applied working fluids. The fluids were divided according to the various criteria and their basic properties were presented, with particular emphasis on those which are related to the proper functioning of the ORC cycle. While discussing the properties of these fluids, the environmental aspects of their application were also taken into account.

The literature review concerning the topic is presented in the third chapter of the work. Due to the huge number of publications regarding, directly or indirectly, the topics related to ORC systems in the literature review, only selected configurations of ORC cycles are discussed. The description of these systems is presented starting from the basic ORC cycle, and ending with cycles with extensive heat regeneration installations. The second part of the literature review concerned the types of heat sources used in ORC systems. From the presented review it is clear that currently the most ORC systems are supplied with a geothermal energy. Theoretical analyzes of these systems, in most cases, concern the use of geothermal sources. In addition, part of the studies also include ORC systems powered by solar energy, biomass and waste energy, especially energy generated by internal combustion engines. The possibility of applications as well as functioning systems are also analyzed in terms of improving the efficiency of such industries as: metallurgical industry, cement plants or even the food industry.

The fourth chapter of the monograph, which briefly presents the experience of the Department of Thermal Technology at the Faculty of Mechanical Engineering and Mechatronics of the West Pomeranian University of Technology in Szczecin related to the study of ORC systems, can be treated as a continuation of the literature review. This chapter briefly describes the history of the creation of two ORC systems operating at KTC ZUT in Szczecin. One of these systems is an ORC system for subcritical parameters that simulates the possibility of powering the power plant with geothermal water. The second system is a power plant system with a circuit for supercritical parameters, with the simultaneous use of internal heat regeneration, which is supplied from a biomass-fired boiler (or other solid fuel).

The fifth chapter of the work presents the author's research on the possibility of feeding ORC systems from many sources. Most of the publications presented in the literature review concerned cases in which ORC systems were supplied from one heat source. This chapter presents the analysis of the performance of four ORC systems (hybrid systems) in which two or three heat sources are used as the power supply. Three of these solutions has been patented. The first of the presented analyzes concerned the binary plant system, with the ORC bottoming cycle, which was thermally coupled with an additional ORC. As has been shown in calculations, such a solution allows to increase the power and efficiency of the entire system, as well as the possibility of more cooling of heat carriers supplied from appropriate heat sources.

The second analyzed system consists of one turbine, one condenser and several groups of heat exchangers (evaporator with heat carrier circulation and preheater) and circulation pumps. The number of heat exchanger groups and pumps depends on the number of heat sources used. The analysis of the operation of this system showed that it is possible to use differentiated heat sources, not only in terms of the temperature of the heat carrier, but also, which is very important, with respect to the type of a substance that is the heat carrier. This is due to the fact that the architecture of the proposed ORC system provides the possibility to regulate the temperature of the heat carrier through the use of circulation. The use of the separate cycles from which the steam is directed to the common collecting collector, and then to the turbine, allows for not mixing heat carriers from individual sources.

The third analyzed system is a binary power plant system that includes a supercritical upper circuit and a subcritical lower circuit. The analysis of this system includes various organic factors, different temperatures of water streams supplying the binary gym and different values of the low boiling point temperature of the low boiling factor in the upper circuit of the binary gym. The calculations made it possible to determine the impact of these parameters on the power achieved and the efficiency of the binary gym and its particular circuits. The obtained results of calculations indicate that for the adopted assumptions, the introduction of an additional downstream circuit using the heat of condensation of the medium from the upper (supercritical) circulation has a positive effect on the work parameters of the entire system. Both power and circulation efficiency increase.

The fourth analyzed system, the most important one for the studied case, is the dual-cycle ORC system, in which the analyzed cycles overlap for the several processes. This concerns the transformations occurring in the condenser, the circulating pump and two heat exchangers: the preheater and evaporator. The considered system is supplied from two differ-

ent temperature heat sources, from which the energy carriers in the ORC system connect to each other before flowing into the evaporator. It is therefore advantageous if the heat carriers are the same in terms of the type of substance, (in the case of different carriers, an intermediate heat exchanger can be used). For the dual-cycle ORC system, a wide analysis of the impact of individual system parameters on the efficiency of the entire plant operation is presented. This analysis takes into account the variability of evaporation temperature and superheating degree, the influence of the mass flow rate of water supplied from heat sources, as well as the temperature of these sources. The obtained results of the analysis were compared with the reference power plant, i.e. the single-cycle ORC power plant, supplied from the same heat sources as the analyzed system of the two-circulation power plant. Obtained results clearly indicate that in terms of the analyzed parameters, it is better to have a dual-cycle power plant system in terms of its performance.

In the last, sixth chapter of the monograph, a general summary of the conducted analysis was made and general conclusions were formulated. The conducted analysis showed that using appropriate solutions in the ORC system, it is possible to effectively operate systems with multi-source power supply.

Spis rysunków

Rys. 1.1. Udział energii ze źródeł odnawialnych w końcowym zużyciu energii brutto w latach 2006–2017, Źródło: GUS [18]	13
Rys. 2.1. Uproszczony schemat siłowni parowej z wodą jako czynnikiem obiegowym pracującej według obiegu Clausiusa-Rankine’a	16
Rys. 2.2. Wykres przemian termodynamicznych dla siłowni parowej z wodą jako czynnikiem obiegowym pracującej według obiegu Clausiusa-Rankine’a.....	16
Rys. 2.3. Przykładowy schemat układu ORC zasilanego z dowolnego źródła ciepła (np. ciepło odpadowe)	19
Rys. 2.4. Przykładowe uproszczone schematy układów ORC z dwoma i trzema wymiennikami ciepła, w których doprowadzane jest ciepło do czynnika obiegowego.....	19
Rys. 2.5. Kształt krzywych nasycenia dla czynnika suchego (układ współrzędnych T-s)	25
Rys. 2.6. Realizacja obiegu Clausiusa-Rankine’a z suchym czynnikiem obiegowym (układ współrzędnych T-s).....	26
Rys. 2.7. Rzeczywisty kształt krzywych nasycenia dla kilku czynników suchych (układ współrzędnych T-s)), Opracowano na podstawie [36].....	26
Rys. 2.8. Kształt krzywych nasycenia dla czynnika mokrego (układ współrzędnych T-s).....	27
Rys. 2.9. Realizacja obiegu Clausiusa-Rankine’a z mokrym czynnikiem obiegowym (układ współrzędnych T-s).....	27
Rys. 2.10. Rzeczywisty kształt krzywych nasycenia dla kilku czynników mokrych (układ współrzędnych T-s)), Opracowano na podstawie [36].....	28
Rys. 2.11. Kształt krzywych nasycenia dla czynnika izentropowego (układ współrzędnych T-s)	29
Rys. 2.12. Rzeczywisty kształt krzywych nasycenia dla czynnika R11 (układ współrzędnych T-s)). Opracowano na podstawie [36].....	29
Rys. 2.13. Wpływ temperatury pary nasyconej suchej na izentropowy przebieg procesu rozprężania pary w turbinie.....	30
Rys. 2.14. Wpływ rodzaju czynnika obiegowego na wielkość powierzchni wylotowej z turbiny [37].....	32
Rys. 3.1. Przykładowy schemat układu ORC zasilanego z dowolnego źródła ciepła (np. ciepło odpadowe)	34
Rys. 3.2. Układ ORC z wewnętrzną wymianą ciepła oraz wykres przemian z zaznaczeniem sposobu przeprowadzenia regeneracji.....	35

Rys. 3.3. Schemat siłowni ORC z turbiną upustową (para upustowa wykorzystana do regeneracji ciepła), [58].....	36
Rys. 3.4. Schemat układu ORC z dwustopniową regeneracją ciepła za pomocą pary upustowej [60]	36
Rys. 3.5. Układ ORC z wewnętrzną regeneracją ciepła oraz z wymiennikiem mieszalnikowym [62].....	37
Rys. 3.6. Układ dwuobiegowej siłowni ORC (siłownia binarna), wykres przemian termodynamicznych	38
Rys. 3.7. Przemiany termodynamiczne czynnika roboczego w układzie siłowni ORC z nadkrytycznym obiegiem Clausiusa-Rankine'a (wykres T-s)	41
Rys. 3.8. Moc oddanych do użytku jednostek ORC (z uwzględnieniem ceny ropy naftowej) [181]	43
Rys. 4.1. Pierwsza w Polsce demonstracyjna siłownia ORC (rok uruchomienia 2009).....	46
Rys. 4.2. Stanowisko badawcze siłowni ORC z turbogeneratorem hermetycznym (fot.:S. Wiśniewski).....	46
Rys. 4.3. Generator hermetyczny	47
Rys. 4.4. Schemat siłowni ORC na parametry podkrytyczne w Centrum Badawczo-Rozwojowym Siłowni ORC w KTC ZUT w Szczecinie (stan aktualny)	48
Rys. 4.5. Układ nadkrytycznej siłowni zasilanej z kotła biomasowego (fot.: S. Wiśniewski)	49
Rys. 4.6. Schemat siłowni ORC na parametry nadkrytyczne w Centrum Badawczo-Rozwojowym Siłowni ORC w KTC ZUT w Szczecinie (stan aktualny)	49
Rys. 5.1. Schemat elektrowni hybrydowej (obieg ORC połączony z siłownią binarną, z obiegiem dolnym w postaci drugiego obiegu ORC)	51
Rys. 5.2. Schemat jednoobiegowej siłowni ORC z zastosowaniem cyrkulacji nośnika ciepła w parowaczu, sprzężonej cieplnie z dolnym obiegiem siłowni binarnej, Patent PL 217365 B1[185].....	53
Rys. 5.3. Rozkład temperatury w parowaczu z zastosowaniem zawracania nośnika ciepła i podgrzewaczu.....	53
Rys. 5.4.Schemat wykorzystania trzech źródeł ciepła w indywidualnych układach ORC	59
Rys. 5.5.Schemat wykorzystania trzech źródeł ciepła w jednym układzie ORC.....	59
Rys. 5.6. Schemat siłowni ORC zasilanej trzema źródłami ciepła o różnych temperaturach .	60
Rys. 5.7. Rozkład temperatur w parowaczu.....	62
Rys. 5.8. Rozkład temperatur w podgrzewaczu.....	62

Rys. 5.9. Wpływ rodzaju czynnika na moc siłowni ORC N_{C-R} zasilanej z trzech źródeł ciepła	66
Rys. 5.10. Wpływ rodzaju czynnika i temperatury parowania na moc siłowni ORC zasilanej z trzech źródeł ciepła.....	66
Rys. 5.11. Schemat siłowni binarnej z nadkrytycznym obiegiem górnym i podkrytycznym obiegiem dolnym.....	68
Rys. 5.12. Przemiany termodynamiczne czynników roboczych w siłowni binarnej z nadkrytycznym obiegiem górnym i podkrytycznym obiegiem dolnym (układ współrzędnych T-s).....	68
Rys. 5.13. Schemat układu siłowni dwuobiegowej zasilanej z dwóch źródeł ciepła.....	81
Rys. 5.14. Przemiany termodynamiczne realizowane w dwuobiegowej siłowni ORC (układ T-s)	82
Rys. 5.15. Schemat układu siłowni dwuobiegowej zasilanej z dwóch źródeł ciepła (wspólny skraplacz i pompa)	82
Rys. 5.16. Przemiany termodynamiczne realizowane w dwuobiegowej siłowni ORC (układ T-s) (wspólny skraplacz i pompa).....	83
Rys. 5.17. Schemat zasilania układu ORC z dwóch źródeł ciepła.....	84
Rys. 5.18. Przemiany termodynamiczne realizowane w dwuobiegowej siłowni ORC (układ T-s)	86
Rys. 5.19. Schemat jednoobiegowej siłowni referencyjnej zasilanej z dwóch źródeł ciepła, wykres przemian (T-s)	93
Rys. 5.20. Wpływ temperatury odparowania i rodzaju czynnika na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego)	96
Rys. 5.21. Określenie optymalnej temperatury odparowania dla czynnika R227ea.....	98
Rys. 5.22. Wykres obrazujący wpływ temperatury odparowania i strumienia masowego m_{z1} na wartość mocy układu dwuobiegowego i referencyjnego, dla czynnika R227ea.....	98
Rys. 5.23. Wpływ temperatury przegrzania i rodzaju czynnika na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego) przy optymalnej temperaturze odparowania	100
Rys. 5.24. Wpływ temperatury przegrzania i strumienia m_{z1} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego) z czynnikiem R227ea przy optymalnej temperaturze odparowania, stała wartość strumienia $m_{z2}=10$ kg/s,.....	103

Rys. 5.25. Wpływ strumienia nośnika ciepła \dot{m}_{z2} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego), cztery czynniki, optymalna temperatura odparowania	106
Rys. 5.26. Wpływ strumienia nośnika ciepła \dot{m}_{z1} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego), cztery czynniki przy ich optymalnej temperaturze odparowania	109
Rys. 5.27. Wpływ temperatury przegrzania i strumienia \dot{m}_{z1} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego) z czynnikiem R227ea przy optymalnej temperaturze odparowania	112
Rys. 5.28. Wpływ temperatury przegrzania i strumienia \dot{m}_{z1} na moc układu dwuobiegowego i referencyjnego (jednoobiegowego) z czynnikiem R227ea przy optymalnej temperaturze odparowania	115
Rys. 5.29. Schemat jednoobiegowej siłowni referencyjnej nr 2 zasilanej z dwóch źródeł ciepła, wykres przemian (T-s).....	117
Rys. 5.30. Porównanie mocy siłowni dwuobiegowej i siłowni referencyjnej nr 2 przy jednakowych temperaturach wody na wypływie z układów ORC	117
Rys. 5.31. Wpływ stopnia przegrzewu pary na temperaturę wylotową pary z turbiny w układzie ORC, dla czynnika R227ea.....	118

Spis tabel

Tabela 1.1. Światowe rezerwy konwencjonalnych nośników energii. Stan na koniec 1996 [3], 2005 [4], 2007 [5], 2017 [6], Opracowanie własne na podstawie [3-6]	8
Tabela 2.1. Parametry krytyczne, wartości wskaźników ODP i GWP oraz niektóre własności eksploatacyjne wybranych czynników [24], [29–33]	24
Tabela 2.2. Wartości $\Delta s/\Delta T$ dla czynnika R227ea przy różnych zakresach temperatur (temperatura parowania, temperatura skraplania).....	30
Tabela 2.3. Wartości $\Delta s/\Delta T$ dla czynnika R227ea przy różnych zakresach temperaturowych (temperatura parowania, temperatura skraplania)z uwzględnieniem s_{max}	31
Tabela 3.1. Wykaz firm zajmujących się projektowaniem i budową układów ORC [181].....	44
Tabela 5.1. Zestawienie wyników obliczeń wielkości charakteryzujących pracę siłowni ORC dla pięciu czynników roboczych	56
Tabela 5.2. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz czynnika R227ea jako czynnika roboczego siłowni ORC.	56
Tabela 5.3. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz czynnika R1234ze jako czynnika roboczego siłowni ORC	57
Tabela 5.4. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz czynnika R152a jako czynnika roboczego siłowni ORC ..	57
Tabela 5.5. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz izobutanu jako czynnika roboczego siłowni ORC.....	57
Tabela 5.6. Zestawienie wyników obliczeń siłowni hybrydowej dla trzech czynników roboczych w obiegu dolnym oraz izobutenu jako czynnika roboczego siłowni ORC.....	57
Tabela 5.7. Zestawienie maksymalnych wartości ϕ_{max} i T_{s1max} dla wybranych substancji organicznych dla temperatury odparowania wynoszącej 80°C.....	63
Tabela 5.8. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R227ea.....	63
Tabela 5.9. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy izobuten	64
Tabela 5.10. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R1234ze.....	64
Tabela 5.11. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R1234yf.....	64
Tabela 5.12. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R134a	64
Tabela 5.13. Parametry pracy siłowni jednoobiegowej – czynnik obiegowy R245fa	65
Tabela 5.14. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla amoniaku	72

Tabela 5.15. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika R227ea (obieg górny – amoniak).....	73
Tabela 5.16. Parametry pracy obiegu górnego (amoniak – R227ea).....	73
Tabela 5.17. Parametry pracy obiegu dolnego (amoniak – R227ea).....	73
Tabela 5.18. Parametry pracy siłowni binarnej (amoniak – R227ea).....	73
Tabela 5.19. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla amoniaku.....	74
Tabela 5.20. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika RC318 (obieg górny – amoniak).....	74
Tabela 5.21. Parametry pracy obiegu górnego (amoniak – RC318ea).....	74
Tabela 5.22. Parametry pracy obiegu dolnego (amoniak – RC318).....	74
Tabela 5.23. Parametry pracy siłowni binarnej (amoniak – RC318).....	75
Tabela 5.24. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla cyklopentanu.....	75
Tabela 5.25. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika R227ea (obieg górny – cyklopentan).....	75
Tabela 5.26. Parametry pracy obiegu górnego (cyklopentan – R227ea).....	76
Tabela 5.27. Parametry pracy obiegu dolnego (cyklopentan – R227ea).....	76
Tabela 5.28. Parametry pracy siłowni binarnej (cyklopentan – R227ea).....	76
Tabela 5.29. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla cyklopentanu.....	76
Tabela 5.30. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika RC318 (obieg górny – cyklopentan).....	77
Tabela 5.31. Parametry pracy obiegu górnego (cyklopentan – RC318ea).....	77
Tabela 5.32. Parametry pracy obiegu dolnego (cyklopentan – RC318).....	77
Tabela 5.33. Parametry pracy siłowni binarnej (cyklopentan – RC318).....	77
Tabela 5.34. Parametry pracy siłowni binarnej.....	78
Tabela 5.35. Parametry pracy jednoobiegowej siłowni nadkrytycznej z czynnikiem mokrym.....	78
Tabela 5.36. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu górnego dla amoniaku.....	78
Tabela 5.37. Termiczne i kaloryczne parametry w charakterystycznych punktach obiegu dolnego dla czynnika RC318 (obieg górny – amoniak) (temperatura parowania w obiegu dolnym 100–110°C).....	79

Tabela 5.38. Parametry pracy obiegu górnego (amoniak – RC318).....	79
Tabela 5.39. Parametry pracy obiegu dolnego (amoniak – RC318).....	79
Tabela 5.40. Parametry pracy siłowni binarnej (amoniak – RC318).....	79
Tabela 5.41. Wpływ temperatury parowania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego) dla czynnika R227ea.....	96
Tabela 5.42. Wpływ temperatury parowania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318.....	97
Tabela 5.43. Wpływ temperatury parowania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318.....	97
Tabela 5.44. Wpływ temperatury parowania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa.....	97
Tabela 5.45. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, temperatura odparowania 75°C.....	100
Tabela 5.46. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318, temperatura odparowania 72°C.....	101
Tabela 5.47. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R1234ze, temperatura odparowania 73°C.....	101
Tabela 5.48. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, temperatura odparowania 71°C.....	101
Tabela 5.49. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnik R227ea, $T_{\text{par}}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z2}=10\text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z1}=10\text{ kg/s}$	103
Tabela 5.50. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnik R227ea, $T_{\text{par}}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z2}=10\text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z1}=5\text{ kg/s}$	104
Tabela 5.51. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnik R227ea, $T_{\text{par}}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z2}=10\text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z1}=2\text{ kg/s}$	104
Tabela 5.52. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnik R227ea, $T_{\text{par}}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z2}=10\text{ kg/s}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{ kg/s}$	104
Tabela 5.53. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, $T_5=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{ kg/s}$	106
Tabela 5.54. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318, $T_5=72^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{ kg/s}$	107
Tabela 5.55. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R1234ze $T_5=73^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{ kg/s}$	107

Tabela 5.56. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, $T_5=71^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{z1}=1\text{kg/s}$	107
Tabela 5.57. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, $T_5=75^\circ\text{C}$, stały strumień $\dot{m}_{z2}=10\text{kg/s}$	109
Tabela 5.58. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318, $T_5=72^\circ\text{C}$ stały strumień $\dot{m}_{z2}=10\text{kg/s}$	109
Tabela 5.59. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R1234ze $T_5=73^\circ\text{C}$, stały strumień $\dot{m}_{z2}=10\text{kg/s}$	110
Tabela 5.60. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, $T_5=71^\circ\text{C}$, stały strumień $\dot{m}_{z2}=10\text{kg/s}$	110
Tabela 5.61. Wartości strumieni masowych nośników ciepła ze źródeł 1 i 2 przy określonych wartościach $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$	111
Tabela 5.62. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, $T_5=75^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20\text{ kg/s}$	113
Tabela 5.63. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik RC318, $T_5=72^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20\text{ kg/s}$	113
Tabela 5.64. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R1234ze $T_5=73^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20\text{ kg/s}$	113
Tabela 5.65. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, $T_5=71^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20\text{ kg/s}$	114
Tabela 5.66. Wartości strumieni masowych nośników ciepła ze źródeł 1 i 2 przy określonych wartościach $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ z zakresu 0,1–0,75.....	114
Tabela 5.67. Wpływ stosunku strumieni masowych $\dot{m}_{z2}/\dot{m}_{z1}$ na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R236fa, $T_5=71^\circ\text{C}$, dla $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20\text{ kg/s}$	115

Tabela 5.68. Wpływ temperatury przegrzania czynnika obiegowego na parametry pracy układów ORC, czynnik R227ea, $T_{\text{par}}=75^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{z1}+\dot{m}_{z2}=20$ kg/s	116
Tabela 5.69. Wpływ temperatury przegrzania na parametry pracy układów ORC (dwuobiegowego i referencyjnego), czynnik R227ea, temperatura odparowania 75°C	118