



POLITECHNIKA ŚLĄSKA

WYDZIAŁ INŻYNIERII ŚRODOWISKA I ENERGETYKI

Dyscyplina naukowa: inżynieria środowiska, górnictwo i energetyka

mgr inż. Arkadiusz Musiał

**Optymalizacja parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych
siłowni ORC zasilanej ciepłem odpadowym z procesów
przemysłowych**

Promotor: dr hab. inż. Jacek Kalina

Promotor pomocniczy: dr inż. Łukasz Antczak

Gliwice, 2022

Rozprawa doktorska została przygotowana w ramach programu

Ministerstwa Edukacji i Nauki

Doktorat wdrożeniowy II edycja

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń	4
1. Wprowadzenie	6
1.1. Wykorzystanie ciepła odpadowego do wytwarzania energii elektrycznej.....	11
1.2. Uwarunkowania i ograniczenia technologii organicznego obiegu Rankine'a (ORC)	17
2. Cel, zakres i tezy pracy	26
2.1. Tezy badawcze	28
3. Przegląd literatury w zakresie optymalizacji układów ORC współpracujących ze źródłami ciepła odpadowego.....	29
4. Ocena potencjału produkcji energii elektrycznej w układach ORC napędzanych energią odpadową w polskim przemyśle.....	34
5. Prototypowe jednostki ORC Marani.....	46
5.1. Prototyp Marani ORC10	48
5.2. Prototyp Marani ORC30	52
5.3. Prototyp Marani ORC300	54
5.4. Wkład własny Autora w prace nad prototypami ORC i ich powiązanie z rozprawą	57
6. Model matematyczny dla wyznaczenia nominalnych parametrów układów ORC	58
6.1. Procedura optymalizacji	61
6.2. Szacowanie sprawności turbiny indywidualnie dla przypadku.....	68
6.3. Obliczenie powierzchni wymiany ciepła	69
6.4. Model matematyczny przy zmiennym obciążeniu	74
6.5. Szacowanie kosztów układów ORC	76
6.6. Szacowanie efektu ekologicznego	85
6.7. Oprogramowanie użytkowe	85
7. Studium przypadku.....	93
7.1. Założenia	94
7.2. Wyniki studium przypadku	97
7.3. Porównanie wyników obliczeń własnych z prezentowanymi przez IMP	102
7.4. Analiza wyników sesji pomiarowej oraz weryfikacja wyników modelu off-design	105
8. Wnioski.....	110
9. Podsumowanie	112
Streszczenie	114
Abstract	115
Literatura	119
Załącznik nr 1 - Istotne fragment kodu	125

Wykaz ważniejszych oznaczeń

ORC	Organiczny obieg Rankine'a
CR	Klasyczny obieg Clausiusa-Rankinea
KC	Cykl Kaliny
A	pole powierzchni, m^2
B	odległość między przegrodami w wymienniku, m
c_p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, $\text{kJ/kg}\cdot\text{C}$
CL	stała układu rur, -
CTP	stała liczby rurek, -
C_t	odległość między ściankami rurek, m
COM	Koszt eksploatacji i serwisowania, PLN
D_e	średnica zastępcza, m
D_{shell}	średnica płaszczu, m
L_t	Długość rur, m
d_i	średnica wewnętrzna rurki, m
d_o	średnica zewnętrzna rurki, m
E	energia, ktoe lub kJ
f	Współczynnik tarcia, -
h	entalpia właściwa, kJ/kg
ΔH	wysokość podnoszenia
HC	horyzont czasowy, planowany okres eksploatacji, lat
k	współczynnik przenikania ciepła, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
K	Koszt, PLN
L_o	układ rur w płaszczu, °
s	entropia właściwa, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
p	ciśnienie, $\text{kPa}(a)$
DPB	czas zwrotu, lat
T	temperatura, K lub °C
ΔT_{LMTD}	Średnia logarytmiczna różnica temperatur, _
ρ	gęstość, kg/m^3
Pr	liczba Prandtala, -
P_t	odległość między środkami sąsiednich rurek, m
Q	ciepło, ktoe
\dot{Q}	strumień ciepła, kW
Re	liczba Reynoldsa, -
\dot{m}	strumień masy, kg/s
N	moc, kW
N_t	liczba rurek, -
N_p	liczba przejść rurek przez płaszcz, -
Nu	liczba Nuesselta, -
NTU	liczba jednostek przenikania ciepła, -
v	prędkość przepływu, m/s
\dot{V}	strumień objętości, m^3/s
\dot{W}	pojemność cieplna, kJ/K
SP	bezwymiarowy wskaźnik rozmiaru turbiny
V_r	Stosunek objętości przepływu objętościowego wlot/wylot turbiny
η	sprawność, - lub w %
α	współczynnik wnikania ciepła, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
λ	przewodność cieplna, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

ε wydajność wymiennika ciepła, -
 μ lepkość dynamiczna, $kg/(m \cdot s)$

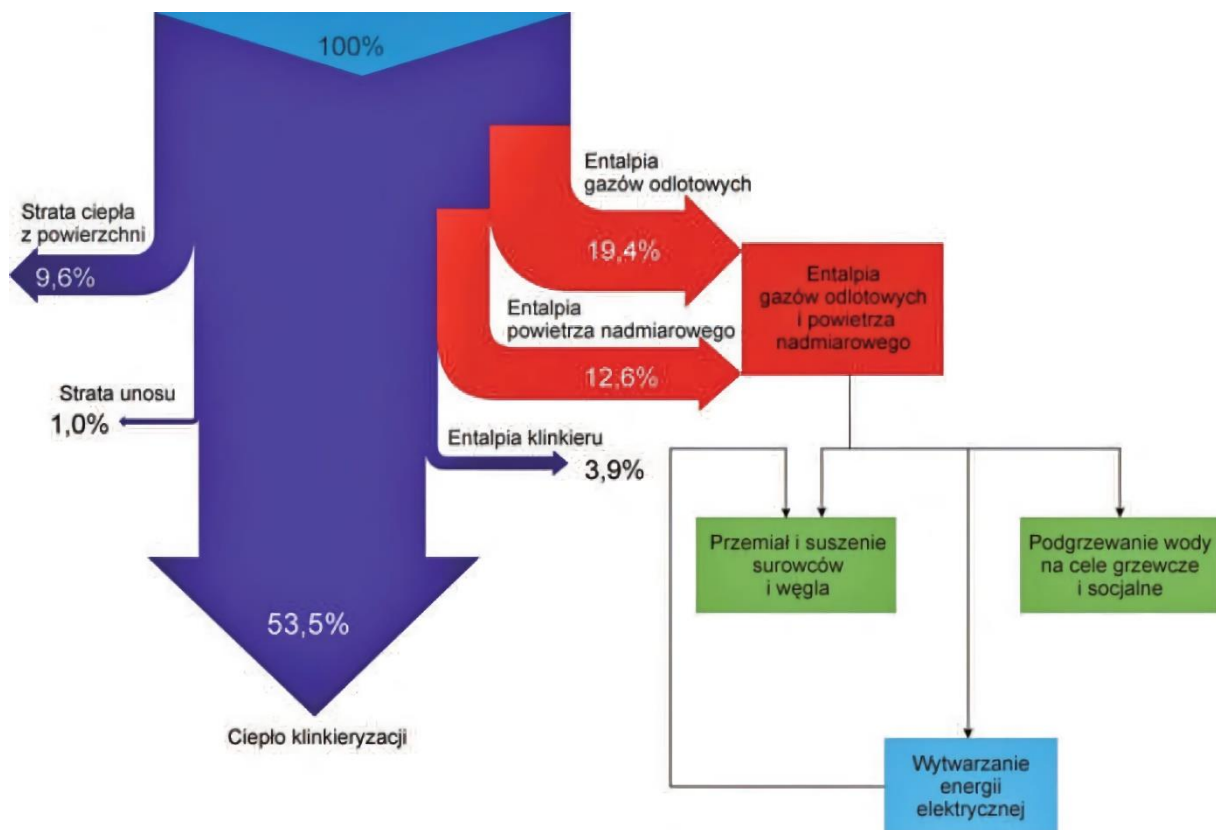
Indeksy

<i>c</i>	chłodziwo
<i>cr</i>	czynnik roboczy
<i>COND</i>	skraplacz
<i>cooling tower</i>	chłodnia wentylatorowa
<i>cold</i>	strumień zimniejszy
<i>condensation</i>	kondensacja
<i>ECO</i>	ekonomizer
<i>EVAP</i>	parownik
<i>evaporation</i>	parowanie
<i>hot</i>	strumień cieplejszy
<i>in</i>	na wejściu
<i>nc</i>	nośnik ciepła
<i>nom</i>	parametr nominalny
<i>o</i>	olej
<i>ODP</i>	odpadowe
<i>off</i>	obciążenie inne niż nominalne
<i>out</i>	na wyjściu
<i>MP</i>	pompa medium roboczego
<i>REG</i>	regenerator
<i>s</i>	wartość izentropowa
<i>SUP</i>	przegrzew
<i>SUB</i>	przechłodzenie
<i>REG</i>	regenerator
<i>TURBINE</i>	turbina

1. Wprowadzenie

Ciepło odpadowe wstępujące w przemyśle stanowi zasób, który przy odpowiednich uwarunkowaniach może zostać użytecznie zagospodarowany. Jedną z najprostszych oraz najbardziej efektywnych metod jego zagospodarowania jest wykorzystanie w innych lub w ramach tego samego procesu przemysłowego, w trakcie którego jest generowane. W praktyce proces taki może zostać zrealizowany np. poprzez skierowanie gorących gazów do procesu suszenia surowców, grzania wysadu lub zastosowanie rekuperacyjnych oraz regeneracyjnych wymienników ciepła [1,2].

Przykładem wykorzystania ciepła odpadowego do suszenia surowców są cementownie gdzie spaliny i/lub gorące powietrze nadmiarowe z chłodzenia klinkieru kierowane są do suszenia surowców, które w Polsce cechują się wysoką wilgotnością (7-9%), a co za tym idzie, dużym zapotrzebowaniem na ciepło suszenia [3].

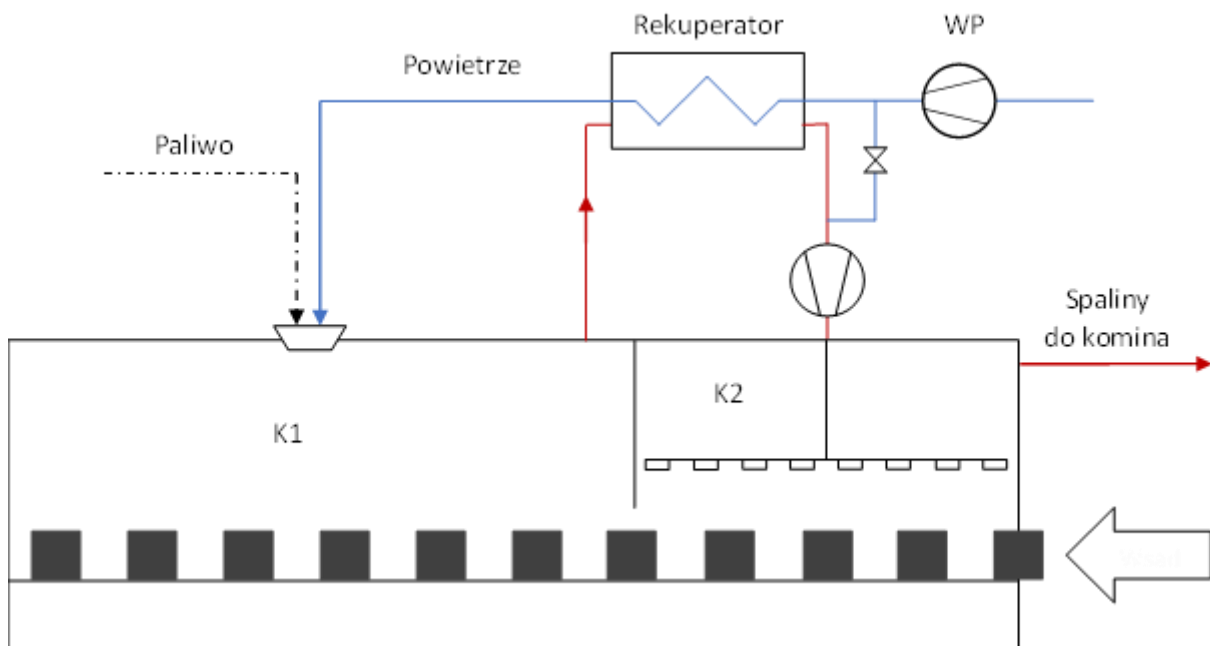


Rysunek 1.1. Przykładowy bilans energetyczny cementowni oraz możliwości zagospodarowania ciepła odpadowego spalin i gorącego powietrza nadmiarowego [3]

Z kolei przykładem wykorzystania ciepła odpadowego do podgrzewania wsadu jest zastosowanie specjalnych komór strumieniowych przed właściwym procesem [1]. Rozwiązanie takie może być stosowane dla każdego pieca grzejnego o ciągłym działaniu.

Choć w większość pieców stosuje się zasadę przeciwprądu spalin i materiału podgrzewanego, to temperatura gazów odpływająca z komory spalania może być wciąż stosunkowo wysoka np. na poziomie 700-900°C. Temperaturę tą można obniżyć poprzez wydłużenie konstrukcji pieca, jednak w praktyce może się to okazać nieuzasadnione ekonomicznie. Jednak w przypadku zastosowania ciągu wymuszonego (np. w celu kompensacji spadku ciśnienia na rekuperatorze), pojawia się możliwość zabudowania dodatkowej komory przed piecem, w której spaliny o wysokiej prędkości (a więc i o wyższym współczynniku wnikania ciepła) ogrzewają wsad do około 200°C. Zastosowanie tego typu rozwiązania

zapewnia oszczędność 12-14% paliwa oraz ujednoczenie temperatury wsadu, jeżeli piec jest zasilany wsadem o różnej temperaturze. Temperatura spalin na wylocie z takiego systemu odzysku ciepła może być na poziomie 200°C.

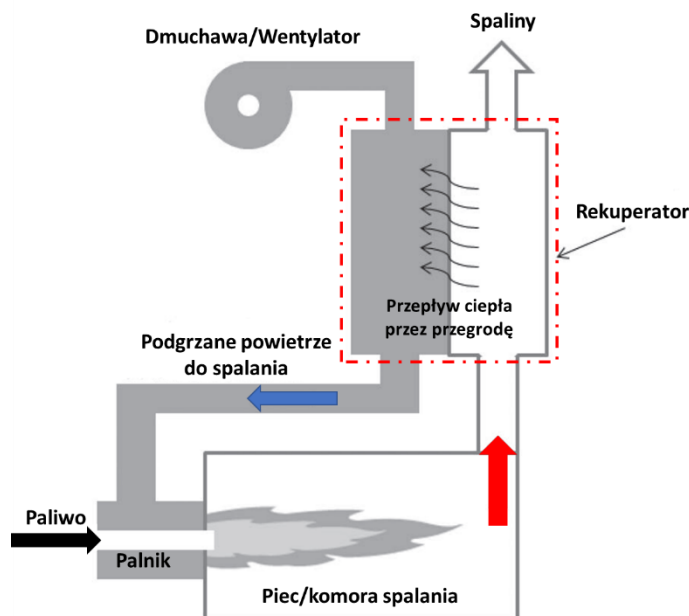


Rysunek 1.2. Schemat implementacji komory strumieniowej do podgrzewania wsadu pieców o ciągłym działaniu [1]



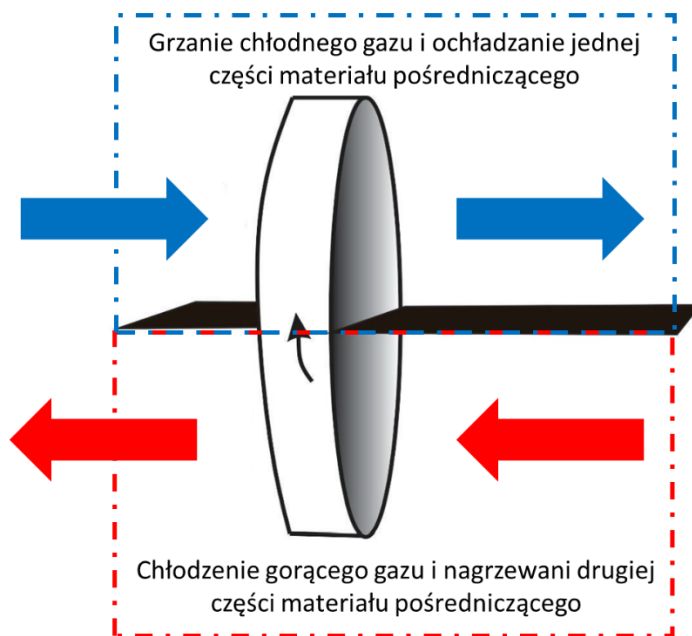
Rysunek 1.3 Piec pokroczny w walcowni rur

Rekuperacja i regeneracja są procesami, w których wykorzystywane są urządzenia pośredniczące, którymi są wymienniki ciepła o zróżnicowanej konstrukcji, zależnej od charakterystyki źródła ciepła odpadowego (temperatura, dopuszczalne spadki ciśnienia czy zapalenie) [1,2,4].



Rysunek 1.4. Rekuperacja energii spalin do powietrza [2]

Rekuperacja to proces polegający na ciągłym przekazywaniu ciepła przez powierzchnię przegrody oddzielającej czynniki na drodze promieniowania i konwekcji, natomiast regeneracja polega na wykorzystaniu wymienników ciepła działających okresowo tzn. przekazanie ciepła następuje za pomocą materiału pośredniczącego (tzw. wypełnienia), które jest na przemian ogrzewane oraz ochładzane.



Rysunek 1.5. Ideowy schemat działania regeneratora obrotowego [4].

Na rysunku 1.5 przedstawiono uproszczony schemat i zasadę działania regeneratora obrotowego. Jest to jedno z wielu rozwiązań konstrukcyjnych regeneratorów [1,4]. Zasada działania polega na cyklicznym nagrzewaniu oraz chłodzeniu materiału akumulującego ciepło.

Do zalet tego rozwiązania należy duża powierzchnia przepływu ciepła w małej objętości oraz niewielka jednostkowa masa wypełnienia. Wadą jest konieczność stosowania napędu,

nieszczelność, duża wrażliwość na zapylenie i stosunkowo duże straty ciśnienia [1]. Zastosowanie ruchomych elementów powoduje podniesienie poziomu ich skomplikowania, zwiększa trudność obsługi oraz wymaga doprowadzenie energii do napędu.

Zazwyczaj procesy te dotyczą odzysku ciepła ze spalin do podgrzewu substratów spalania (np. powietrza i paliwa), choć mogą także dotyczyć innych gazów oraz mediów. Doskonałym i powszechnie występującym przykładem jest podgrzewanie powietrza do procesu spalania np. w piecach hutniczych czy wannach szklarskich (rekuperacja) lub w elektrowniach spalających paliwa kopalne (regeneracja). Głównym efektem zastosowania tych rozwiązań jest zmniejszenie zużycia paliw.



Rysunek 1.6. Rekuperator spaliny-powietrze zainstalowany w kanale spalinowym na walcowni rur. Energia odpadowa spalin jest wykorzystywana do podgrzania powietrza kierowanego do procesu spalania

W niektórych procesach np. w hutnictwie zastosowanie rekuperacji może pozwolić na zwiększenie udziału paliwa ubogiego o mniejszej wartości opałowej (np. gaz wielkopiecowy), a zmniejszenie udziału paliwa bogatego o wysokiej wartości opałowej (np. gaz koksowniczy czy gaz ziemny). Pozwala to na uzyskanie korzyści ekonomicznych, ponieważ paliwa ubogie są zazwyczaj tańsze w przeliczeniu na jednostkę energii niż paliwa bogate. Korzyści ekonomiczne mogą być uzyskiwane pomimo możliwości zmniejszania się sprawności pieca w miarę zwiększania udziału paliwa ubogiego [1].

Pewnymi ograniczeniami w zastosowaniu rekuperatorów oraz regeneratorów jest powodowany przez nie spadek ciśnienia spalin, a co za tym idzie zaburzenie ciągu kominowego, co może wiązać się z koniecznością zastosowania wentylatorowego wspomaganie ciągu, a więc z dodatkowymi kosztami zarówno inwestycyjnymi jak i eksploatacyjnymi. Ponadto są to urządzenia podatne na osadzanie się na ich powierzchni zanieczyszczeń, co pogłębia problem strat ciśnienia i może powodować zjawisko wybijania spalin z pieca oraz związane z tym straty paliwa. Jednocześnie zanieczyszczenia zwiększają opór przenikania ciepła, zmniejszając tym samym efektywność przepływu ciepła w rekuperatorze.

Rekuperatory i regeneratory, choć są jedynie urządzeniami pomocniczymi w ciągu technologicznym (nie są konieczne do wytworzenia produktu), to są z nim sprzężone zwrotnie. W przypadku rekuperatorów zaniedbanie czynności serwisowych/konserwacyjnych może prowadzić nie tylko do zwiększenia oporów przepływu w wyniku zanieczyszczenia, ale także do ich rozszczelnienia. Nieszczelności w postaci pęknięć i przepaleń elementów konstrukcyjnych powstają w wyniku gwałtownych zmian temperatury, nierównomierności obciążenia oraz przepływu mediów. Przenikanie powietrza do przewodu spalinowego powoduje obniżenie temperatury spalin (a więc pogorszenie warunków przepływu ciepła), zmniejszenie natężenia przepływu powietrza do pieca (w skrajnych przypadkach zmniejszenie mocy cieplnej pieca i niedogrzenie wsadu), a także podobnie jak w przypadku zanieczyszczenia zwiększenie oporów przepływu i wybijanie spalin. Dodatkowo w przypadku rekuperatorów podgrzewających paliwa (lub mieszanki paliwo-powietrze), nieszczelności zwłaszcza przy wykorzystaniu energii spalin o wysokiej zawartości tlenu, mogą doprowadzić do zapalenia, a nawet eksplozji w przewodzie spalinowym. W praktyce oznacza to uszkodzenie jego konstrukcji, jak i znajdującego się w nim dodatkowego osprzętu (zasuw przyrządów pomiarowych, czujników oraz układów sterowniczych).

Podsumowując eksploatacja zanieczyszczonych i/lub nieszczelnych rekuperatorów może w najlepszym przypadku prowadzić do zmniejszenia efektów rekuperacji, w gorszym nawet do zwiększenia zużycia paliwa, a w najgorszym do przedwczesnego, nieplanowanego wyłączenia pieca na skutek konieczności przeprowadzenia remontu rekuperatora, co z kolei wiąże się z szczególnie dużymi stratami ekonomicznymi.

Z tych powodów korzyści wynikające z zastosowania rekuperatorów oraz regeneratorów uzyskuje się jedynie przy ich prawidłowej eksploatacji. Jednocześnie są to jedne z najstarszych rozwiązań do odzysku ciepła odpadowego, szeroko wykorzystywane, uwzględniane już na etapie projektu i budowy zakładów przemysłowych lub poszczególnych instalacji, a co za tym idzie związane z nimi czynności eksploatacyjne dla wielu zakładów mogą być czynnościami całkowicie rutynowymi.

Inną możliwością jest wykorzystanie ciepła odpadowego do przygotowania ciepłej wody użytkowej, centralnego ogrzewania, a nawet jego skierowanie do miejskiej sieci ciepłowniczej. Rozwiązanie takie może zostać wykorzystane zamiast produkcji w dedykowanej do tych celów kotłowni, ciepłowni czy elektrociepłowni [1].

Rozwiązania te są znane od dawna i powszechnie stosowane, jednak mogą się okazać niewystarczające do całkowitego i optymalnego zagospodarowania ciepła odpadowego.

Choć cechują się prostotą oraz niskimi nakładami finansowymi napotykają także na pewne ograniczenia:

- nośnik ciepła odpadowego musi posiadać odpowiednie parametry termiczne
- w obiekcie lub jego sąsiedztwie musi występować zapotrzebowanie na ciepło o odpowiednim poziomie temperatury
- pomiędzy dostępnością ciepła odpadowego, a zapotrzebowaniem musi występować korelacja czasowa lub należy zastosować zasobnik ciepła
- jako, że transport ciepła na duże odległości jest nieuzasadniony ekonomicznie, ciepło odpadowe może zostać wykorzystane jedynie na skalę lokalną, najczęściej w miejscu występowania
- ciepło odpadowe może występować w ilości znacznie przekraczającej możliwości jego zagospodarowania na terenie zakładu.

Ograniczenia te sprawiają, że bardziej atrakcyjnym rozwiązaniem może okazać się przetworzenie ciepła odpadowego do postaci energii elektrycznej. Rozwiązanie to ma wiele zalet. Energia elektryczna cechuje się bardziej zrównoważonym zapotrzebowaniem w ciągu roku, może zostać zagospodarowana na terenie zakładu przemysłowego lub wprowadzona

do sieci elektroenergetycznej, może posłużyć do napędu szerokiej gamy urządzeń, zmniejszyć zużycie paliw, a także może zwiększyć bezpieczeństwo energetyczne zakładu.

Z tego powodu pojawiają się nowe propozycje rozwiązań technologicznych lub komercjalizacja już znanych, które pozwalają na konwersję energii ciepła odpadowego do postaci energii elektrycznej.

1.1. Wykorzystanie ciepła odpadowego do wytwarzania energii elektrycznej

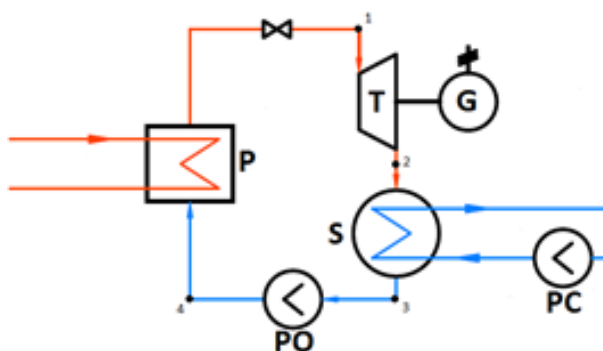
Jedną z najstarszych technologii pozwalających na przetworzenie energii ciepła odpadowego do energii elektrycznej jest **klasyczny obieg Clausiusa-Rankine'a (RC – Rankine Cycle)**. Obieg ten w najprostszym przypadku składa się z kotła w którym produkowana jest para, turbiny, w której wykonuje pracę, skraplacza oraz pompy kierującej skroploną parę wodną z powrotem do kotła lub wytwornicy pary, co powoduje zamknięcie obiegu termodynamicznego. Z zastosowaniem tej technologii można się spotkać w przemyśle mineralnym, a konkretnie w produkcji cementu [1,3].

Rozwiązanie to zostało zastosowane już w jednej z najstarszych cementowni na terenie Polski w Goleiszowie (1885, obecnie już nieczynna), gdzie wykorzystywano spaliny z pieców obrotowych o temperaturze 800°C [1,5]. Spaliny były kierowane do kotła opłomykowego, który generował parę kierowaną z kolei na turbinę [1]. Z informacji podanych w [5] wynika, że zakład został zelektryfikowany w trakcie pierwszej poważnej modernizacji w latach 1913-1918, kiedy to wykorzystano ciepło odpadowe ze spalin (700-900°C) do skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i cementu. Zainstalowano wówczas dwa generatory o mocy 600 kW, które zastępowały wykorzystywane wcześniej maszyny parowe, nie jest jednak jasne, czy wykorzystywały one ciepło odpadowe czy spalały paliwo, choć w tym samym czasie zamontowano cztery piece obrotowe, po dwa w dwóch osobnych halach. W tym samym czasie zamontowano turbinę Skody o mocy 900 kW, która w trakcie kolejnej modernizacji w latach 1928-1930 została zastąpiona turboszepelem AEG o mocy 3500 kW. Wówczas zakład produkował energię elektryczną nie tylko na własne potrzeby, ale także dla mieszkańców okolicznych miejscowości, przy czym pracownicy cementowni mogli z niej korzystać za darmo. Nie jest jednak jasne czy wszystkie zainstalowane generatory energii elektrycznej korzystały z ciepła odpadowego.



Rysunek 1.7.

Widok na jedną z dwóch hal z piecami obrotowymi cementowni w Goleiszowie. Lata 50-60 XX w. [5]



Rysunek 1.8.

Podstawowy schemat układu ORC. P – parownik, kocioł, wytwornica pary, T – Turbina, PC – pompa wody chłodzącej skraplacz, PO – pompa obieguowa

Obecnie w Europie pracuje co najmniej jedna (a najprawdopodobniej jedyna) cementownia wykorzystująca obieg parowy do wytwarzania energii elektrycznej z ciepła odpadowego. Jest to szwedzka cementownia zlokalizowana w miejscowości Slite na Gotlandii [3,6,7]. Układ

ten został zaprojektowany do zagospodarowania energii odpadowej gazów odlotowych (20 MW) oraz nadmiarowego powietrza (10 MW) do produkcji 9 MW energii elektrycznej, w zewnętrznym zakładzie energetycznym. W praktyce w 2010 r. generowano 6 MW energii elektrycznej, co dawało ok 50 GWh rocznie, co z kolei odpowiadało za 25% zapotrzebowania zakładu na energię elektryczną. Rozwiązanie takie było możliwe do zastosowania ze względu na niską wilgotność surowców używanych do produkcji (2-3%) [7], choć i tak nie odbyło się bez ingerencji w proces produkcji, w celu obniżenia jego efektywności, zwiększenia strat cieplnych i podniesienia temperatury gazów odlotowych (z 385 do 405°C) oraz nadmiarowego powietrza (z 275 do 310°C) [6], w celu osiągnięcia większej mocy elektrycznej.

Rozwiązanie polegające na wykorzystaniu konwencjonalnego obiegu Rankine'a jest znacznie popularniejsze w Azji, gdzie m.in. firma Kawasaki Heavy Industries od lat z powodzeniem buduje instalacje tego typu w cementowniach w Chinach i Japonii. Według dostępnych danych w latach 1980-2009 firma uruchomiła 106 takich instalacji o mocy 1413 MW [3]. W 2009 roku na świecie było około 510 instalacji odzysku ciepła opartych na klasycznym obiegu parowym z czego 455 w Chinach [3].

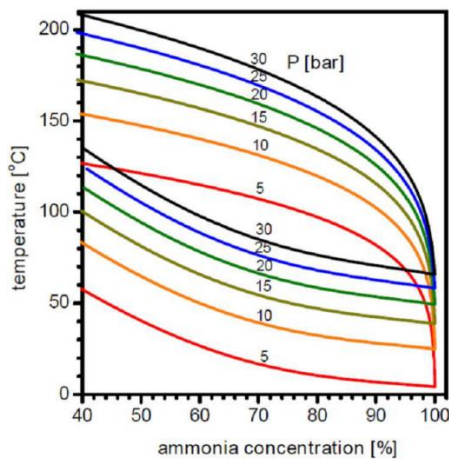
W warunkach polskich jak i ogólnoeuropejskich zastosowanie nowoczesnych bardziej wydajnych metod produkcji cementu oraz wyższa zawartość wilgoci surowców (7-9% w Polsce) powodująca większe zużycie ciepła odpadowego do ich suszenia, sprawiły, że klasyczny obieg RC utracił jedną z nisz swojego zastosowania, co wpisuje się w ogólne ograniczenia tej technologii do wykorzystania przemysłowego ciepła odpadowego [3,6].

O ile klasyczny obieg parowy jest jedną z najpopularniejszych metod produkcji energii elektrycznej na świecie (stosowany w elektrowniach węglowych, jądrowych oraz układach gazowo parowych), to uważany jest za nieopłacalny ekonomicznie gdy temperatura źródła ciepła odpadowego jest niższa niż 350-400°C i/lub możliwa moc elektryczna zainstalowana jest niższa niż 10 MW_{el} [8].

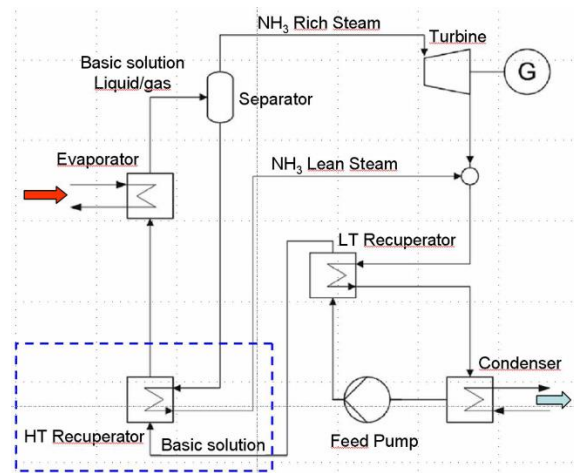
W układach tych, aby zapewnić wysoką sprawność, stosuje się stosunkowo wysokie przegrzanie pary na wylocie z kotła. Ponadto wykorzystywane są kosztowne wielostopniowe turbiny, przegrzew pary pomiędzy poszczególnymi stopniami i/lub upusty do regeneracyjnych wymienników ciepła podgrzewające skroploną parę wodną przed powrotem do kotła, odgazowywacze, pompy kondensatu i pompy obiegowe [8]. Obiekty te są stosunkowo duże, wrażliwe na zmiany obciążenia, wymagają wykwalifikowanego personelu obsługi oraz regularnych czynności remontowych, wynikających z erozji ostatnich wieńców łopatek turbiny, gdzie para zaczyna kondensować. Znaczenia ma również fakt, że woda obiegowa wymaga uzdatnienia przed zastosowaniem jako czynnik roboczy w układach CR. Zastosowanie konwencjonalnego układu parowego może się wiązać z dodatkowymi trudnościami w warunkach suchego klimatu, z bardzo ograniczoną lub z brakiem dostępu do świeżej wody uzupełniającej starty obiegu. Wymienione powyżej cechy klasycznego obiegu Clausiusa-Rankine'a sprawiają, że jego zastosowanie może się okazać nieuzasadnione w przypadku rozproszonych, nisko- i/lub średniotemperaturowych źródeł ciepła odpadowego występujących w przemyśle.

Pewną odmianą obiegu RC jest **obieg Kaliny (KC - Kalina Cycle)**, który został opracowany w 1967 r. przez Aleksandra Kalinę i po raz pierwszy wdrożony w Paratunce na Kamczatce [3,9]. Różnica polega tu na zastosowaniu zamiast czystej wody, dwuskładnikowej mieszaniny wody z amoniakiem (jest to tzw. system binarny) oraz na zastąpieniu parowania izotermicznego parowaniem nieizotermicznym. Oznacza to, że temperatura jest zmienna w trakcie procesu parowania, dzięki czemu następuje zmniejszenie średniej różnicy temperatury pomiędzy czynnikami wymieniającymi ciepło tj. mieszaniną woda-amoniak, a nośnikiem ciepła odpadowego. Umożliwia to zmniejszenie strat egzergii w procesie, co prowadzi do pozyskania większej ilości energii elektrycznej ze źródła ciepła odpadowego, niż w przypadku zastosowania czystej wody (o około 15-25%).

W obiegu KC temperatura wrzenia mieszaniny zależy od stosunku udziałów wody i amoniaku. Im wyższy jest udział amoniaku tym niższe są temperatury parowania oraz skraplania, a im wyższy jest spadek ciśnienia w turbinie tym większa jest generowana moc. Manipulowanie stosunkiem woda-amoniak umożliwia dopasowanie temperatury parowania dla danego źródła ciepła (w tym do zmian jego parametrów), co w połączeniu z możliwością regulacji ciśnienia pozwala na elastyczne sterowanie oraz maksymalizację wydajności obiegu Kaliny. Ciśnienie może być regulowane przez zmianę stosunku woda/amoniak – wzrost udziału amoniaku powoduje obniżenie ciśnienia w skraplaczu, natomiast spadek powoduje wzrost ciśnienia w parowniku. Układ jest także wrażliwy na zmiany udziału amoniaku w mieszaninie, zwłaszcza przy wysokich stężeniach, gdy małe zmiany zawartości amoniaku powodują duże zmiany ciśnienia.



Rysunek 1.9. Wpływ ciśnienia i koncentracji amoniaku na temperaturę parowania [10]



Rysunek 1.10. Struktura technologiczna obiegu Kaliny [10]

Odnosząc się do struktury technologicznej przedstawionej na rysunku 1.10. w obiegu Kaliny ciepło pobierane w parowniku powoduje odparowanie mieszaniny woda-amoniak, skąd zostaje skierowana do separatora – obniża (ale nie usuwa całkowicie) udział wody w parze wodnej w celu uniknięcia niekorzystnego wpływu nadmiernej zawartości wody na turbinę (erozja łopatek pod końcem rozprężania w turbinie). Para o wysokiej zawartości amoniaku zostaje skierowana do napędu turbiny, a oddzielona w separatorze mieszanina w stanie ciekłym trafia do wysokotemperaturowego rekuperatora, który podgrzewa ciekłą mieszaninę woda-amoniak tuż przed parownikiem, po czym za turbiną łączy się z rozprężoną mieszaniną w fazie gazowej. Zanim mieszanina trafi do skraplacza oddaje ciepło w niskotemperaturowym rekuperatorze, który jest umieszczony tuż za pompą, a przed rekuperatorem wysokotemperaturowym, zamontowany bezpośrednio przed parownikiem. Z rekuperatora niskotemperaturowego mieszanina trafia do skraplacza, gdzie następuje izobaryczne skroplenie (najpierw wody, potem amoniaku), po czym już w stanie ciekłym zostaje skierowana do pompy, z której poprzez oba rekuperatory (w których wstępnie się podgrzewa) trafia z powrotem do parownika zamykając tym samym cykl termodynamiczny. W praktyce stężenie amoniaku może być regulowane oraz mieć inną wartość w każdej z występujących przemian.

Obieg Kaliny dla tego samego nisko- lub średnotemperaturowego źródła ciepła może być nawet o 15-20% sprawniejszy od porównywalnych obiegów CR oraz ORC. Wynika to z zastąpienia izotermicznego parowania oraz skraplania, procesami nieizotermicznymi w trakcie, których różnica temperatur pomiędzy gorącymi i zimnymi czynnikami nie jest stała oraz na ogół jest znacznie mniejsza, niż w procesach izotermicznych. Ponadto analiza

przetawiona w [11] wykazała, że nakład inwestycyjny w przeliczeniu na kW mocy zainstalowanej może być niższych niż dla układów ORC.

Rozwiązanie to pomimo atrakcyjnych właściwości i parametrów termodynamicznych, a także potencjalnych korzystnych właściwości eksploatacyjnych (szeroki zakres dopuszczalnego obciążenia, elastyczne sterowanie oraz wyższy stopień wykorzystania dostępnego ciepła odpadowego, niższe koszty) na chwilę obecną nie doczekało się jeszcze szerokiej komercjalizacji [3]. Wynika to ze stosunkowo niewielkiego czasu od momentu uruchomienia pierwszej instalacji tego typu, a co za tym idzie braku doświadczenia eksploatacyjnego. Jest to także układ o stosunkowo złożonej strukturze technologicznej, gdzie duże znaczenie ma jakość procesu separacji faz przed turbiną jak i mieszania rozprężanej pary z roztworem cieczy z separatora, ponieważ mają one duży wpływ na stabilność procesu oraz bezpieczną i bezawaryjną eksploatację turbiny. Amoniak jest toksyczny i ma także silne działanie korozyjne, co z kolei pociąga za sobą konieczność stosowania drogich rur wykonanych z wysokojakościowej stali nierdzewnej [12]. Sprawia to że elektrownia oparta o obieg Kaliny może się okazać trudna w eksploatacji.

Technologia KC wzbudziła duże zainteresowanie w obszarze wykorzystania niskotemperaturowej geotermii (80-120°C), która może być źródłem analogicznym do niektórych odpadowych źródeł ciepła występujących w przemyśle (np. gorące oleje maszynowe). Jedno z wdrożeń miało miejsce w miejscowości Húsavík na Islandii, gdzie w roku 2000 oddano do eksploatacji jednostkę opartą na obiegu Kaliny, dla której źródłem ciepła była gorąca woda o temperaturze 122°C i strumieniu masy 90 kg/s. Produkowała 2 MW energii elektrycznej z 20 MW dostarczonej energii cieplnej. Obieg został wyłączony z eksploatacji w związku z dużymi problemami z korozją układu [13]. Podobny los spotkał jednostkę pracującą w miejscowości Unterhaching w Niemczech. Jednostka w oparciu wodę o temperaturze w zakresie 122-133°C produkowała 3.4 MW energii elektrycznej oraz 38 MW energii termicznej dla miejskiej sieci ciepłowniczej. Jednostka została wycofana z użytku, źródło geotermalne jest wykorzystywane tylko na potrzeby sieci ciepłowniczej [12,13]. W tabeli przedstawiono znane wdrożenia układów KC do zagospodarowania ciepła odpadowego z przemysłu zrealizowane przez firmę Kalina Power Limited.

Tab. 1.1. Elektrownie pracujące w obiegu Kaliny zasilane ciepłem odpadowym

Nazwa	Lokalizacja	Moc, MW	Źródło
Khairpur Cement Plant	Pakistan	8,6	[3,14]
Star Cement Plant	Zjednoczone Emiraty Arabskie	4,75	[14]
Sumitomo Metals	Japonia	3,5	[14,15]
Fuji Oil	Japonia	4,0	[14,15]
Sinopec Hainan	Chiny	1,5	[14,16]

Technologia KC jest wciąż udoskonalana z każdym kolejnym demonstratorem oraz wdrożeniem. Zatem można się spodziewać, że w przyszłości zainteresowanie obiegiem Kaliny jak i liczba projektów aplikacyjnych mogą wzrosnąć [12].

Kolejną technologią stosowaną do konwersji ciepła odpadowego na pracę mechaniczną i dalej na energię elektryczną jest **Silnik Stirlinga**. Jest technologią sięgającą czasów rewolucji przemysłowej, a dokładnie 1816 r. gdy został opatentowany przez wynalazcę Roberta Stirlinga [17].

Jest to silnik z szczelnie zamkniętą komorą, w której znajduje się gaz roboczy o wysokiej przewodności cieplnej i ciepłe właściwym (kiedyś powietrze, dziś np. hel lub wodór). Dostarczenie ciepła powoduje wzrost jego temperatury oraz objętości, co z kolei powoduje uniesienie tłoka roboczego do góry i wykonanie pracy. Następnie gaz jest ochładzany, zmniejsza się jego temperatura oraz objętość co powoduje przesunięcie tłoka w dół do pozycji

początkowej oraz umożliwia ponowne doprowadzenie ciepła zamykając obieg termodynamiczny. Jest to więc pewna odmiana silnika tłokowego, z tą różnicą, że w porównaniu do silników spalinowych spalanie zachodzi na zewnątrz silnika, a nie w jego przestrzeni roboczej (komorze spalania w cylindrze). Oznacza to, że ciepło jest doprowadzane z zewnątrz i przynajmniej teoretycznie może ono pochodzić z dowolnego źródła (geotermia, biomasa, energia słoneczna czy przemysłowe ciepło odpadowe) [18].

W literaturze można znaleźć sprzeczne informacje odnośnie wad i zalet silników Stirlinga. Do zalet silników Stirlinga zalicza się przede wszystkim wysoką sprawność, cichą pracę, prostą, kompaktową budowę, łatwy serwis i obsługę, elastyczność pracy oraz możliwość współpracy z różnicowanymi źródłami ciepła [9,19–21]. Za główną wadę ich wykorzystania wskazuje się organicznie zastosowania do źródeł ciepła odpadowego powyżej 500–600°C, ponieważ w zakresie temperatur do 500 do 200°C następuje drastyczny spadek ich sprawności [22].

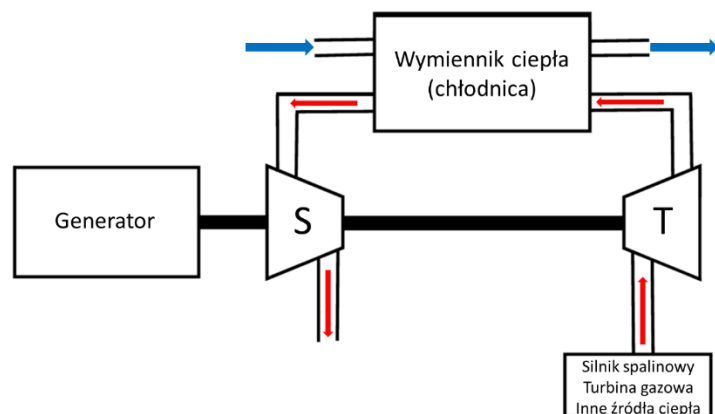
Technologia ta jest rozważana do wykorzystania energii odpadowej z dużych spalinowych silników tłokowych w tym trakcyjnych (tankowce, kontenerowce, silniki samochodowe) oraz turbin gazowych [9,20,21].

Kolejną możliwością jest zastosowanie **obiegu Braytona** (turbiny gazowej) [9,23,24]. Polega on na sprężeniu powietrza atmosferycznego, ogrzaniu w wymienniku ciepła, a następnie skierowaniu do turbiny w celu konwersji na pracę mechaniczną i dalej na energię elektryczną. Turbina i sprężarka są zwykle osadzone na wspólnym wale, przez co część energii produkowanej przez turbinę jest zużywana przez sprężarkę. Ponieważ generacja energii mechanicznej w turbinie jest większa niż jej zużycie przez sprężarkę, uzyskiwana jest nadwyżka netto, która podlega konwersji na energię elektryczną. Rozwiązanie to zostało zaproponowane do odzysku ciepła odpadowego w późnych latach 80 XX w. jako alternatywa dla zastosowania klasycznego obiegu Rankine’a.

Obieg Braytona może znaleźć zastosowanie do odzysku ciepła z silników spalinowych, turbin gazowych, wapien szklarskich oraz pieców przemysłowych. W jego przypadku występuje korzystny rozkład temperatury pomiędzy czynnikami wymieniającymi ciepło, których temperatura ulega zmianie zarówno po stronie gorącej jak i zimnej wymiennika.

W pracy [23] przeanalizowano zastosowanie obiegu Braytona do odzysku ciepła ze spalin turbiny gazowej o mocy na wale 25 MW pracującej na tłoczni gazu ziemnego, uzyskując wzrost mocy układu od 20,28% do 24,17%.

Kolejną możliwością jest zastosowanie **odwróconego obiegu Barytona (IBC – Inverted Baryton Cycle)**. Polega on na skierowaniu gorącego gazu pod ciśnieniem zbliżonym do atmosferycznego do turoboekspandera (turbiny gazowej), gdzie rozpręża się do ciśnienia poniżej atmosferycznego. Gaz może być skierowany bezpośrednio do turbiny (np. gorące spaliny) lub dodatkowo podgrzany w wymienniku ciepła (np. powietrze). Podciśnienie za ekspanderem jest wytwarzane przez sprężarkę, która jest osadzona na wspólnym wale z turbiną, która ją napędza. Różnica mocy wytworzonej w turbinie i zużytej przez sprężarkę jest dodatnia. Jeżeli temperatura gazu za turbiną jest zbyt wysoka, wówczas gaz jest ochładzany w wymienniku ciepła przed sprężarką. Gwarantuje to bezpieczną oraz wydajną pracę sprężarki, ponieważ sprawność sprężarki jest tym mniejsza im większa jest temperatura sprężanego gazu. Pozwala to także na zmaksymalizowanie produkcji energii elektrycznej netto z wykorzystaniem tego rozwiązania technicznego [9,25].



Rysunek 1.11. Schemat odwróconego obiegu Braytona. Czerwony - gorące medium, niebieski - chłodziwo

Prace nad wdrożeniem rozwiązania prowadziła firma Kawasaki, która planowała wprowadzić IBC o mocy 50 kW_{el} [26]. Prototyp ICB dla 2 litrowego silnika diesla został opracowany przez firmę Hieta Technologies Ltd [27,28]. Prototyp ma wagę 10 kg i osiąga moc netto 2,56 kW_{el}. Pozwala na zaoszczędzenie od 5-15% paliwa dla zastosowań trakcyjnych oraz do 20% dla zastosowań stacjonarnych. Rozwiązanie to jest rozwijane z intencją demonstracji na pojeździe.

O wyborze ostatecznego rozwiązania w zakresie zagospodarowania przemysłowej energii odpadowej decyduje zwykle efekt ekonomiczny. Projekty odzysku ciepła odpadowego wymagają znaczących działań inżynierskich i integracji systemów, jak również znacznych nakładów inwestycyjnych na rurociągi, systemy pomocnicze i sprzęt. Każdy projekt jest rozwiązaniem „szytym na miarę” i wymaga indywidualnego podejścia. Również efekty techniczne i finansowe są specyficzne dla danego projektu [29].

Współczesne technologie konwersji energii, w tym odpadowej, powinny uwzględniać obecne wyzwania techniczne, społeczne, gospodarcze i środowiskowe. Istnieje kilka parametrów, które należy dokładnie przeanalizować by ocenić przydatność i konkurencyjność danej technologii.

Parametry te można podzielić na wewnętrzne (specyficzne dla danej technologii) i zewnętrzne (związane z zewnętrznymi skutkami rozwoju i wdrażania technologii). Dwie najczęstsze grupy wskaźników to te, które dotyczą ekonomii (takie jak koszty kapitałowe i operacyjne) oraz efektywności energetycznej (parametry wynikające z bilansu masy i energii oraz ograniczeń procesowych). Parametry technologiczne krytyczne dla wdrożenia technologii przetwarzania energii odpadowej i akceptacji technologii przez potencjalnych użytkowników końcowych to: realistycznie osiągalna moc wyjściowa i gęstość mocy; skalowalność; stopień automatyzacji; wymagania obsługi i realna dyspozycyjność; dopuszczalny rodzaj nośnika ciepła odpadowego; możliwy stopień wykorzystania ciepła odpadowego; sprawność energetyczna; charakterystyka sprawności energetycznej przy częściowym obciążeniu; minimalna i maksymalna temperatura źródła ciepła odpadowego; rodzaj, minimalna i maksymalna temperatura czynnika chłodzącego; niezawodność; zapotrzebowanie na surowce i materiały; warunki bezpieczeństwa i wymagane środki ostrożności; bezpośredni wpływ na środowisko; zewnętrzny (pośredni) wpływ na środowisko w cyklu życia; wymagana powierzchnia zabudowy; zapotrzebowanie na systemy pomocnicze; dynamika i elastyczność pracy; trwałość i oczekiwany okres eksploatacji komponentów systemu; pogorszenie wydajności i efekty obniżenia wartości znamionowych.

1.2. Uwarunkowania i ograniczenia technologii organicznego obiegu Rankine'a (ORC)

Technologia Organicznego Obiegu Rankine'a (Organic Rankine Cycle) podobnie jak obieg Kaliny jest odmianą klasycznego obiegu Clausiusa-Rankine'a. Podstawową różnicą pomiędzy układem ORC a klasycznym układem parowym jest zastosowany czynnik roboczy jakim są czynniki niskowrzące, nazywane także organicznymi takie jak oleje silikonowe, węglowodory czy czynniki chłodnicze [30,31], które dla danego ciśnienia charakteryzują się mniejszym ciepłem parowania niż woda oraz zazwyczaj niższą temperaturą nasycenia. Z drugiej jednak strony, w przypadku czynników organicznych powszechnie stosowanych w obiegach ORC w stosunku do ciepła parowania znacząco wzrasta zapotrzebowanie na ciepło do podgrzania czynnika do temperatury nasycenia dla danego ciśnienia parowania. Powoduje to istotne zmiany rozkładu temperatury czynników wymieniających ciepło w wymiennikach. Istotną różnicą w stosunku do wody jest także to, że w obszarze pary przegrzanej przy określonej wartości ciśnienia przed i za turbiną izentropowy spadek entalpii w turbinie zmniejsza się wraz ze wzrostem temperatury czynnika na wlocie do turbiny (zbieżność izobar). Stąd też w obiegach ORC zwykle nie stosuje się zabiegu przegrzewania pary.

Wśród czynników niskowrzących większość to czynniki suche i izentropowe [30], których rozprężanie w przeciwieństwie do pary wodnej kończy się w obszarze pary przegrzanej. Jest to szczególnie korzystne z punktu widzenia eksploatacji turbiny, ze względu na wyeliminowanie erozji, spowodowanej zawartością kropeł cieczy w końcowej fazie ekspansji parowego czynnika roboczego. Klasyfikacja czynnika jako suchy bądź izentropowy określa jedynie ogólny przebieg linii nasycenia i nie gwarantuje, że przy rozpoczęciu ekspansji z dowolnego jej punktu nie dojdzie do jej przecięcia i pojawienia się kropeł czynnika roboczego. Typ czynnika można określić stosując następujące równanie [31]:

$$\xi = \frac{c_p}{T_p} - \frac{\frac{n - T_{rp}}{1 - T_{rp}} + 1}{T_p^2} \cdot \Delta h_p \quad (1.2.1)$$

$$T_{rp} = T_p / T_k \quad (1.2.2)$$

Gdzie:

ξ – odwrotność nachylenia krzywej nasycenia, J/(kg·K²)

c_p – ciepło właściwe cieczy stałym ciśnieniu, J/(kg·K)

T_p – temperatura parowania K przy danym ciśnieniu

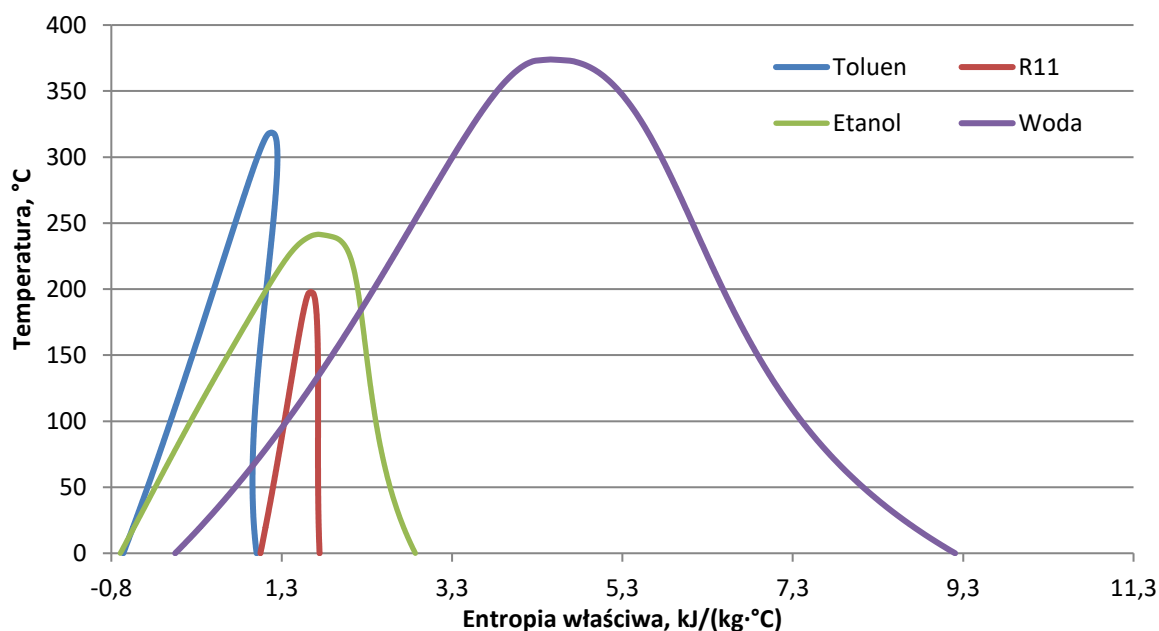
n – stała wartość wynosząca 0,375

T_{rp} – zredukowana temperatura parowania, -

T_k – temperatura krytyczna, K

Δh_p – entalpia parowania, J/kg

Jeżeli $\xi > 0$ wówczas czynnik jest suchy, jeżeli $\xi \approx 0$ izentropowy, a dla $\xi < 0$ mokry. Kształt linii nasycenia przykładowych czynników roboczych z poszczególnych grup przedstawiono na rysunku 1.12. W tabeli 1.2 przedstawiono podstawowe właściwości tych czynników.

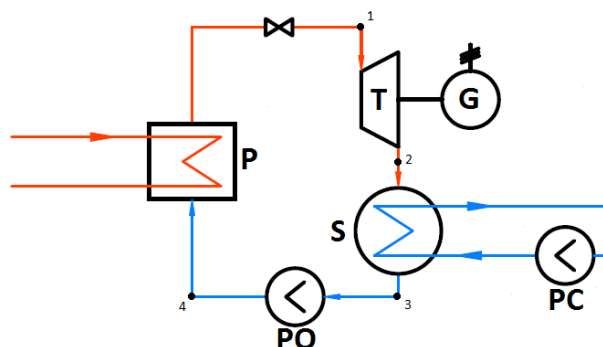


Rysunek 1.12. Typy czynników roboczych stosowanych w ORC

Tab. 1.2 Właściwości wybranych czynników roboczych

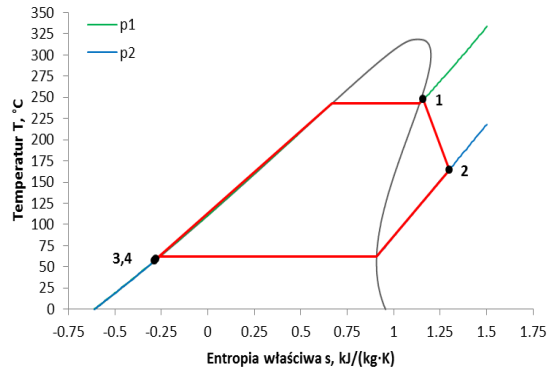
LP.	Czynnik	$T_i, ^\circ\text{C}$	$\Delta h_p, \text{kJ/kg}$	$T_k, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{kJ/kg}$	$T_{rp}, -$	$\xi, \text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K}^2)$	Typ
1	Etanol	78,41	849,61	241,55	2,931	0,68	-4,092	Mokry
2	Toluen	110,59	360,70	318,59	2,003	0,65	1,076	Suchy
3	Woda	99,96	2256,47	373,94	4,216	0,58	-13,188	Mokry
4	R11	23,70	181,36	197,90	0,880	0,63	-0,410	Izotropowy

Ciąg przemian termodynamicznych jakie występują w obiegu ORC jest co do zasady taki sam jak w konwencjonalnym obiegu parowym, co przedstawiono na rys. 1.13 oraz 1.14. W wymienniku ciepła P (parowniku) następuje podgrzanie i odparowanie czynnika roboczego poprzez doprowadzenie strumienia ciepła \dot{Q}_p od nośnika ciepła odpadowego. Następnie czynnik roboczy w fazie gazowej zostaje skierowany do turbiny (ekspandera), gdzie w procesie rozprężania następuje konwersja entalpii czynnika do postaci energii mechanicznej ruchu obrotowego lub posuwisto-zwrotnego (ekspandery tłokowe). Energia mechaniczna zostaje zamieniona na elektryczną w generatorze elektrycznym. Czynnik po rozprężeniu jest kierowany do skraplacza gdzie ulega ochłodzeniu i skropleniu, oddając ciepło do otoczenia. Pompa obiegowa PO tłoczy czynnik roboczy w fazie ciekłej z powrotem do podgrzewacza i parownika, co powoduje zamknięcie obiegu termodynamicznego.



Rysunek 1.13. Podstawowy schemat układu ORC.
P – wymiennik ciepła (parowacz), T – Turbina,

PC – pompa wody chłodzącej S -skraplacz,
PO – pompa obiegowa



Rysunek 1.14. Przebieg przemian termodynamicznych dla Toluenu (czynnik suchy).
Przegrzew przed turbiną jak i przechłodzenie za skraplaczem wynoszą 5 K. 1-2 – adiabatyczne rozprężanie, 2-3 izobaryczne skraplanie, 3-4 –pompowanie (przyrost temperatury jest pomijalnie mały), 4-1 – izobaryczne podgrzanie i odparowanie

Dokładny przebieg poszczególnych przemian obiegu na wykresie Ts i efektywność energetyczna systemu zależą głównie od temperatury źródła ciepła oraz rodzaju zastosowanego czynnika roboczego. Kluczowe zależności kształtujące efektywność termodynamiczną procesu ORC opisują moc osiągalną generatora G, moc włożoną do napędu pompy obiegowej czynnika PO, ciepło doprowadzone do obiegu w gorących wymiennikach ciepła P oraz ciepło wyprowadzone w skraplaczu S. Moc ekspandera układu ORC wynika ze strumienia czynnika roboczego \dot{m}_1 oraz ze spadku jego entalpii właściwej w ekspanderze $h_1 - h_2$.

$$N_{el,T} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \eta_{emT} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{2,s}) \eta_i^{TURBINE} \eta_{em,T} \quad (1.2.3)$$

$$h_i = f(T_i, p_i) \quad (1.2.4)$$

Gdzie:

\dot{m}_i – strumień masowy w i-tym punkcie układu, kg/s

h_i – entalpia właściwa w i-tym punkcie układu, kJ/kg

$h_{2,s}$ – entalpia właściwa po rozprężaniu izentropowym, kJ/kg

T_i – temperatura w i-tym punkcie układu, °C

p_i – ciśnienie w i-tym punkcie układu, kPa(a)

$\eta_i^{TURBINE}$ – sprawność wewnętrzna izentropowa turbiny

$\eta_{em,T}$ – sprawność elektromechaniczna.

Moc wymagana do napędu pompy obiegowej czynnika wynika z zależności:

$$N_{el,PO} = \dot{m}_1 \left[h_3 + \frac{v_3 (p_1 + \sum \Delta p - p_3)}{\eta_{i,P}} \right] \frac{1}{\eta_{em,PO}} \quad (1.2.5)$$

Gdzie:

p_1 – ciśnienie w parowniku, Pa

p_3 – ciśnienie w skraplaczu, Pa

$\sum \Delta p$ – suma strat ciśnienia, Pa

v_3 – objętość właściwa czynnika na wlocie do pompy, m³/kg

$h_{2,s}$ – entalpia właściwa po rozprężaniu izentropowym, kJ/kg

$\eta_{i,PO}$ – sprawność wewnętrzna pompy obiegowej

$\eta_{em,PO}$ – sprawność elektromechaniczna zespołu pompy obiegowej.

Ciepło doprowadzone do obiegu w wymiennikach gorących P opisuje zależność.

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_1(h_1 - h_4) \quad (1.2.6)$$

Ciepło wyprowadzone w skraplaczu (w układzie bez wewnętrznej regeneracji ciepła) to:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_1(h_2 - h_3) \quad (1.2.7)$$

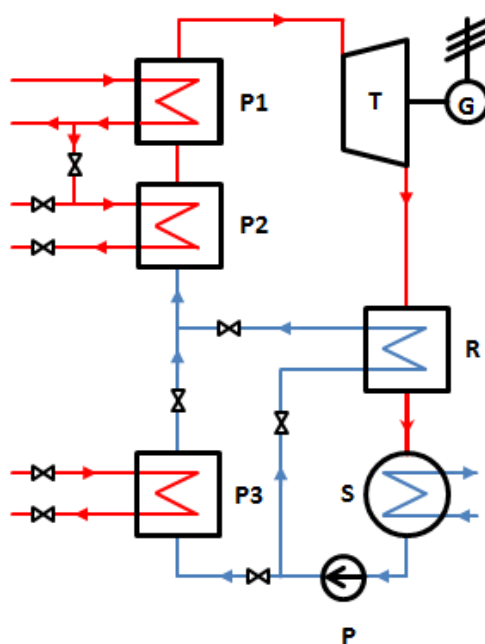
Ostatecznie bilans energii systemu ORC można zapisać jako

$$\dot{Q}_d + N_{el,PO} = N_{el,T} + \dot{Q}_w \quad (1.2.8)$$

Sprawność netto wyrazić można zależnością:

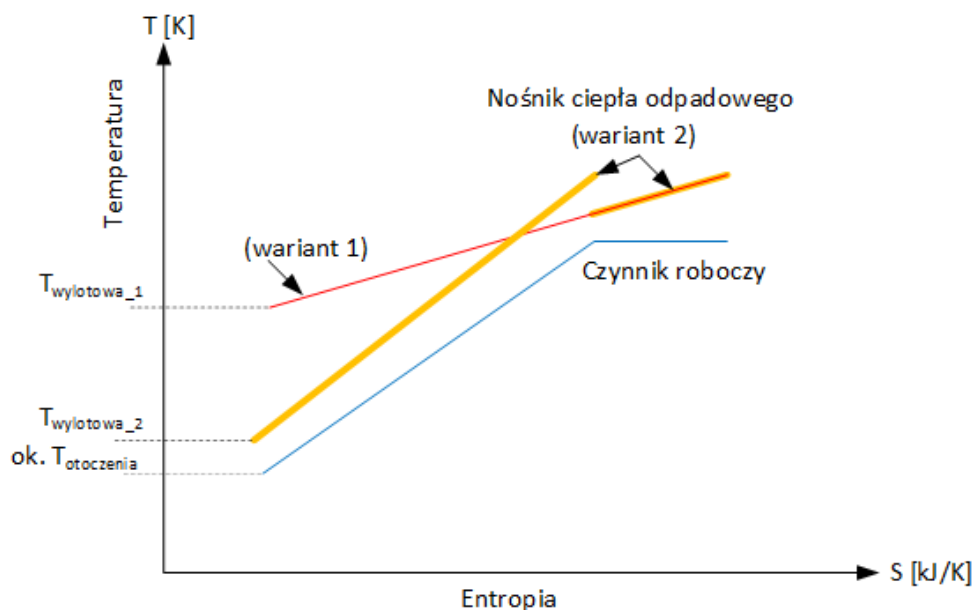
$$\eta_{ORC} = \frac{N_{el,T} - N_{el,PO}}{\dot{Q}_d} \quad (1.2.9)$$

Układy ORC w zależności od źródła ciepła odpadowego oraz zastosowanego czynnika roboczego mogą się różnić pomiędzy sobą strukturą. Rysunek 1.15 przedstawia „superstrukturę” układu ORC, z której eliminując wybrane wymienniki ciepła uzyskać można układy o strukturach uproszczonych. Zazwyczaj w regeneratory ciepła R wyposażone są układy wykorzystujące suche czynniki robocze [31], które po opuszczeniu turbiny cechują się na tyle wysokimi parametrami, że ich bezpośrednie skierowanie do skraplacza wiązało by się z znacznymi stratami ciepła do otoczenia. Zastosowanie regeneracji przekłada się na podniesienie sprawności obiegu ORC, podniesienie temperatury czynnika roboczego na wlocie do parownika P1 (lub podgrzewacza P2), mniejszą różnicę temperatur w wymienniku, mniejsze wychłodzenie nośnika ciepła odpadowego, a co za tym idzie mniejszy stopień wykorzystania dostępnego ciepła odpadowego.



Rysunek 1.15. Układ ORC z możliwością pracy w różnych wariantach strukturalnych. P1 – parownik, P2 – podgrzewacz, P3 – podgrzewacz, P – pompa obiegowa, S – skraplacz, R – regenerator, T – turbina, G – generator

Podgrzewanie, odparowanie i przegrzanie czynnika roboczego może odbywać się w jednym wymienniku ciepła (P1) lub może zostać rozbite na dwa wymienniki: parownik (P1) i podgrzewacz (P2). Pojedynczy wymiennik, zwykle płytowy, jest stosowany w układach najmniejszych mocy. Zastosowanie dwóch wymienników może pozwolić na uzyskanie lepszego rozkładu temperatur niż w przypadku pojedynczego wymiennika i większe wychłodzenie nośnika ciepła odpadowego. Rozdzielnie podgrzewacza od parownika pozwala także kontrolować minimalną różnicę temperatur w procesie odparowywania czynnika roboczego (tzw. „pinch”). Po stronie nośnika ciepła odpadowego wymienniki P1 i P2 mogą być ze sobą połączone szeregowo (wariant 1), gdzie podgrzewacz zasilany jest nośnikiem ciepła odpadowego, którego część energii została już wykorzystana w parowniku, lub też równoległe (wariant 2), gdy obydwa wymienniki zasilane są rozdzielonym strumieniem ciepła odpadowego o tej samej temperaturze. Efekt wybranego rozwiązania układu wymienników ciepła zilustrowano na rysunku 1.16.



Rysunek 1.16. Rozkład temperatury w gorących wymiennikach układu ORC

Wymiennik regeneracyjny może zostać zastąpiony lub pracować równoległe z innym wymiennikiem ciepła (P3) wykorzystującym ciepło odpadowe o niższych parametrach, uniemożliwiających odparowanie czynnika roboczego. Jest to tzw. podgrzewacz wstępny.

W porównaniu do zastosowania samej regeneracji rozwiązanie to cechuje się niższą sprawnością, jednak pozwala na wyższy stopień wykorzystania dostępnych strumieni ciepła odpadowego.

Zazwyczaj w układach ORC stosuje się tylko nieznaczny stopień przegrzania czynnika roboczego, mający na celu pokrycie strat ciepła pomiędzy parownikiem i turbiną, zapobiegając rozpoczęciu skraplania czynnika roboczego przed ekspansją. Zazwyczaj przegrzew stosowany jest dla czynników mokrych [31] takich jak woda czy etanol w celu uniknięcia nadmiernej zawartości kropeł pod końcem rozprężania, a co za tym idzie nadmiernej erozji turbiny. Rozwiązanie to zazwyczaj ma negatywny wpływ na sprawność układów ORC [32], ponieważ z uwagi na wspomnianą zbieżność izobar nie przekłada się na wzrost ilości energii elektrycznej produkowanej w turbinie.

Częstym rozwiązaniem jest także zastosowanie pętli pośredniczącej oleju termalnego lub wody pod ciśnieniem pomiędzy źródłem ciepła i czynnikiem roboczym. Z termodynamicznego punktu widzenia rozwiązanie to jest niekorzystne ponieważ stanowi wydłużenie łańcucha przemian termodynamicznych, przyczyniając się do zwiększenia strat egzergii, a co za tym idzie do obniżenia jakości energii. Rozwiązanie to jest stosowane

ze względu na zwiększenie bezpieczeństwa eksploatacji w przypadku gdy pierwotnym nośnikiem ciepła odpadowego są spaliny. Stwarza ono również bufor w przypadku współpracy ze źródłami ciepła o zmiennych parametrach.

Istotnym elementem obiegu ORC jest pompa obiegowa. W zależności od zastosowanego czynnika roboczego oraz różnicy ciśnienia pomiędzy skraplaczem a parownikiem praca pompowania może stanowić nawet do 10% pracy ekspansji [30]. Ponadto, zwykle dla czynników, dla których w obiegu porównawczym uzyskuje się najwyższe sprawności, nie uzyskuje się najwyższych mocy [30]. Stąd też każdorazowo, w zależności od źródła ciepła odpadowego występuje konieczność konfiguracji układu ORC i optymalizacji techniczno-ekonomicznej, w wyniku której określa się ostateczną postać rozwiązania technologicznego układu. Obecnie czynnikiem ułatwiającym to zadanie jest znaczna liczba producentów urządzeń. Niektórzy z nich oferują układy, w których występuje możliwość zastosowania różnych czynników roboczych.

Do zalet układów ORC należą obecnie [29] [30]:

- Zwarta, modułowa budowa
- Zana i prosta technologia
- Niewielka ilość elementów składowych
- Łatwość sterowania, automatyzacja, możliwość pracy bezobsługowej
- Wysoka sprawność wewnętrzna turbiny (>90%)
- Niska prędkość obrotowa
- Płaska charakterystyka sprawności energetycznej w funkcji obciążenia
- Duży zakres zmiany obciążenia (nawet do 10% mocy znamionowej w przypadku czynników suchych)
- Możliwość zasilania ciepłem niskotemperaturowym (nawet od 70°C)
- Niskie koszty utrzymania i serwisu
- Wysoka dyspozycyjność (do 98%)
- Niskie obciążenie mechaniczne elementów, a co za tym idzie długa żywotność.

Do wskazywanych w literaturze wad technologii ORC można zaliczyć:

- Duże nakłady inwestycyjne na budowę instalacji
- Stosunkowo duże rozmiary ze względu na niski poziom temperatury nośników w trakcie przepływu ciepła i duży strumień czynnika roboczego
- Mała moc elektryczna dostępnych urządzeń
- Stosunkowo niska sprawność netto η_{ORC}
- Możliwość pogorszenia parametrów pracy z uwagi starzenie czynnika roboczego

Technologia ORC znalazła także zastosowanie w dedykowanych układach do spalania biomasy, której temperatura spalania jest niższa niż w przypadku innych bardziej wartościowych paliw, a co za tym idzie skutkuje gorszymi charakterystykami termodynamicznymi i ekonomicznymi w przypadku zastosowanie wody jako czynnika roboczego. Ponadto układy ORC są stosowane do wykorzystywania energii geotermalnej. Znane są także aplikacje mające na celu wykorzystanie technologii ORC do zagospodarowania energii słonecznej.

Zastosowanie technologii ORC do produkcji energii elektrycznej z przemysłowego ciepła odpadowego, w ostatnich latach staje się coraz bardziej atrakcyjne z co najmniej kilku powodów. Oprócz, przyczyn czysto ekonomicznych dla potencjalnych operatorów jednostek ORC, w ostatnich latach znaczenia nabrały także środowiskowe aspekty implantacji technologii ORC – produkcja energii elektrycznej z jej wykorzystaniem powoduje zwiększenie

efektywności energetycznej, bezpieczeństwa energetycznego, a także nie jest ona obciążona emisją zanieczyszczeń przyczyniając się do realizacji zasady zrównoważonego rozwoju. Powoduje to, że technologia ta jest coraz częściej dostrzegana przez rządowe oraz pozarządowe instytucje zajmujące się szeroko rozumianą ochroną środowiska (technologia ORC znajduje się np. w dokumencie BAT – Best Available Technologies) i coraz częściej realizacja inwestycji w obszarze technologii ORC jest wspomagana legislacyjnie i finansowo.

Technologia ORC może zostać wykorzystana do odzysku ciepła odpadowego zarówno w zastosowaniach stacjonarnych jak i trakcyjnych, a nawet do odzysku energii cieplnej w postaci chłodu (np. z terminala regazyfikacyjnego LNG, a elektrownie takie są określane mianem kriogenicznych), a spotykane jednostki mają moc od 1 kW do kilkunastu MW.

W przeciwieństwie do wielu omówionych wcześniej technologii, które jeszcze nie osiągnęły poziomu gotowości technologicznej umożliwiającej szeroko zakrojone próby komercjalizacji, technologia ORC znajduje się w ofercie wielu firm od takich gigantów jak Mitsubishi Heavy Industries (którego częścią jest firma Turboden), czy GE, poprzez mniejsze przedsiębiorstwa, które cały swój model biznesowy oparły na ofercie układów ORC takie jak Orcan czy Triogen, po przedsiębiorstwa i start-upy dopiero rozwijające swoje jednostki ORC.

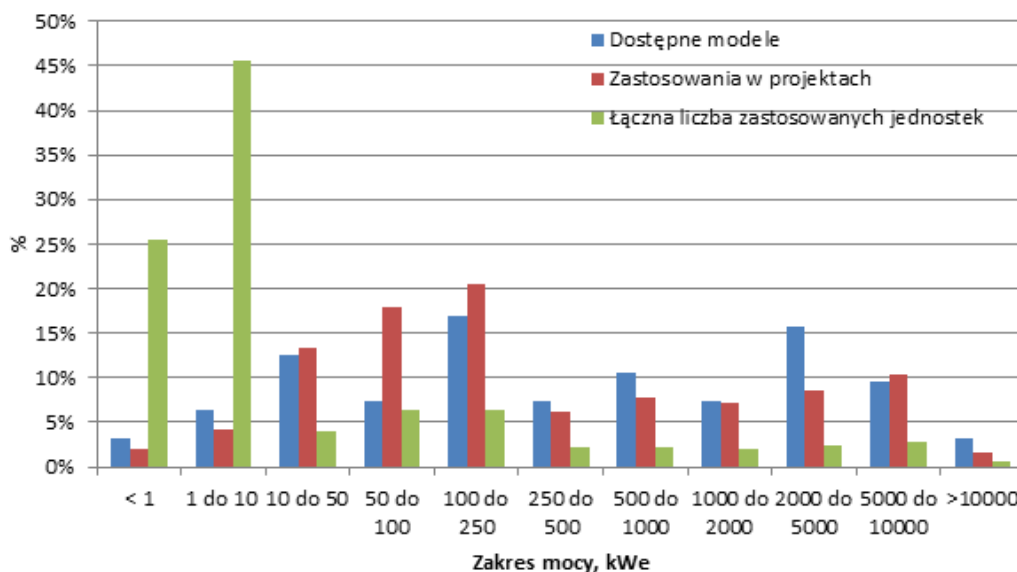
Na podstawie danych z lat 1975-2018 dla 280 zrealizowanych komercyjnych oraz 23 znajdujących się trakcie realizacji wdrożeń ORC dedykowanych odzyskowi ciepła odpadowego udostępnionych na stronie ORC World Map [33,34] ustalono, że do września 2018 r. największa liczba instalacji została zrealizowana w celu wykorzystania entalpii odpadowej spalin z silników spalinowych oraz turbin gazowych. Stanowią one prawie 40% wszystkich zrealizowanych projektów instalacji ORC oraz prawie 60% pod kątem zainstalowanej mocy elektrycznej. Moc zainstalowana w procesach przemysłowych z wyjątkiem hutnictwa żelaza i stali nie przekracza 10% ogółu zainstalowanej mocy. Łącznie zastosowano ponad 1130 pojedynczych jednostek ORC o sumarycznej mocy 451,37 MWe. Na rynku obecnych jest 26 producentów oferujących ok. 96 modeli układów ORC o mocy od poniżej 1 kW_{el} (Ormat, Rank) do ponad 10 MWe (GE, Turboden). Analizę zrealizowanych projektów wykorzystania ciepła odpadowego przedstawiono w tabeli 1.3 oraz na rysunku 1.17. Została ona wykonana na podstawie danych udostępnionych w [33,34]. W tabeli 1.4 przedstawiono dane charakteryzujące ofertę poszczególnych producentów urządzeń.

Tab. 1.3 Zastosowania technologii ORC do odzysku przemysłowej energii odpadowej

Lp.	Zastosowanie	Liczba projektów	Moc zainstalowana, MWe	Udział
1	Silniki spalinowe i turbiny gazowe	117	258,71	57,32%
2	Hutnictwo metali	27	49,57	10,98%
3	Spalarnie odpadów	25	44,16	9,78%
4	Cementownie	12	34,94	7,74%
5	Hutnictwo szkła	10	25,25	5,59%
6	Inne	41	18,06	4,00%
7	Przemysł chemiczny i petrochemiczny	15	9,57	2,12%
8	Biogaz	53	4,72	1,05%
9	Przemysł papierniczy	2	1,40	0,31%
10	LNG	1	5,00	1,11%
	Suma	451.37	303	100,00%

Tab. 1.4 Producenci układów ORC do odzysku ciepła odpadowego pod względem mocy zainstalowanej oraz liczby zrealizowanych projektów [33, 34]

Lp.	Producent	Szacunkowa liczba projektów	Łączna moc, MWe	Stosowany czynnik roboczy	Rodzaj ekspandera
1	ORMAT	47	146,64	Pentan Izobutan Izohexan	Dwu i trójstopniowe turbiny osiowe
2	Turboden	49	122,26	Oleje silikonowe, węglowodory, czynniki chłodnicze	Turbina osiowa 1 do 6 stopni
3	General Electric	4	101,00	Cyklopentan	brak danych
4	EXERGY	14	26,28	Brak danych	Promieniowa, do 6 stopni
5	Kaishan	14	16,65	R245fa	Ekspander śrubowy
6	Enertime	6	8,90	HFC, HFO, HFE oraz HCFO	Turbina osiowa, wielostopniowa
7	GMK	13	6,19	dobór indywidualnie do źródła ciepła	Turbina osiowa
8	Triogen	29	3,98	Toluen	Turbina promieniowa, jednostopniowa
9	ABB	2	3,80	Brak danych	Brak danych
10	Electratherm	31	2,54	(R-245fa)	Ekspander śrubowy podwójny
11	Opcon Energy Systems	3	2,00	Amoniak, R236a	Lysholm
12	BEP E-Rational	7	1,75	Brak danych	Ekspander śrubowy
13	Dürr Cyplan	26	2,25	Brak danych	Brak danych
14	DeVeTec	7	1,55	Etanol	Ekspander tłokowy
15	Calnetix	6	1,40	R245fa i inne	Turbina promieniowa
16	TMEIC	1	1,00	Brak danych	Brak danych
17	Calnetix/CETY	2	0,70	R245fa	Turbina promieniowa, jednostopniowa
18	UTC Power	3	0,56	R245fa	Ekspander śrubowy
19	Zuccato	7	0,38	mieszanina fluorowanych węglowodorów	Turbina promieniowa, jednostopniowa
20	Calnetix/Ingeco	3	0,38	R245fa	Brak danych
21	Orcan	12	0,32	Brak danych	Ekspander spiralny
22	Climeon	2	0,30	Brak danych	Brak danych
23	ENOGIA	9	0,21	R1213zd	Ekspander kinetyczny
24	gT - Energy Technologies	1	0,17	Brak danych	Turbina osiowa
25	Enerbasque	2	0,11	R245fa	Ekspander śrubowy podwójny
26	RANK	3	0,09	Brak danych	Brak danych
Suma		303	451,37		



Rysunek 1.17. Rynek technologii ORC pod względem dostępności modeli oraz liczby ich zastosowań [33,34]

Najistotniejszym elementem każdego urządzenia ORC jest ekspander (maszyna robocza). Rozwój ofert poszczególnych firm odbywa się w oparciu o opracowaną technologię ekspandera, którym może być turbina osiowa, promieniowa lub maszyna innego typu. Wykorzystywane urządzenia ekspansyjne mogą mieć hermetyczną budowę oraz wykorzystywać czynnik roboczy jako środek smarny, co przekłada się na minimalizację czynności serwisowych oraz kosztów eksploatacji.

Dostępne na rynku urządzenia mogą mieć kompaktową kontenerową zabudowę (Triogen, GMK, Enertime), jak i konstrukcję modułową stosowaną przy ograniczonej przestrzeni. Popularnym rozwiązaniem jest także wykorzystanie ciepła odebranego w skraplaczu do celów grzewczych (kogeneracja). Układy ORC mogą być łączone w całe zespoły (Triogen, Acces Energy, Climeon) jak i pojedyncze urządzenia mogą być zasilane jednocześnie z kilku źródeł ciepła (GE). W przypadku dużych strumieni ciepła, większych niż wymagane ciepło napędowe jednostki ORC firmy takie jak Triogen, Acces Energy czy Climeon oferują całe zespoły układów ORC co pozwala na większą sprawność, elastyczność i wykorzystanie wielu źródeł ciepła jednocześnie. Podobne rozwiązanie oferuje firma GE, jednak z tą różnicą, że proponuje równoległe zasilanie jednego układu ORC z dwóch (lub więcej) źródeł ciepła. Niektórzy producenci tacy jak Electratherm oferują jedynie jednostki standaryzowane, natomiast producenci tacy jak Exergy, Turboden, Enertime, Durr czy DeVeTec oferują indywidualne podejście do potrzeb i źródeł ciepła odpadowego klientów.

W Polsce, największy wkład w rozwój technologii ORC ma Instytut Maszyn Przyptywowych PAN w Gdańsku (IMP), który zrealizował w tym obszarze szereg projektów badawczo-rozwojowych w różnych zakresach mocy. Prace nad technologią ORC były również prowadzone na Politechnice Gdańskiej, Politechnice Wrocławskiej oraz Zachodniopomorskim Uniwersytecie Technologicznym w Szczecinie. Jak do tej pory jednak nie jest dostępna szeroka oferta komercyjna producentów krajowych. Stworzenia takiej oferty podjęła się firma Marani Sp. o.o., która w ramach projektów badawczo-rozwojowych we współpracy z IMP opracowała własny typoszereg urządzeń ORC przeznaczonych do konwersji przemysłowego ciepła odpadowego na energię elektryczną.

2. Cel, zakres i tezy pracy

Celem niniejszej pracy jest opracowanie narzędzia obliczeniowego w postaci programu komputerowego do stosowania w warunkach przemysłowych oraz zbioru wytycznych projektowych oraz dopuszczalnego zakresu nastaw eksploatacyjnych modułu siłowni pracującej wg obiegu Rankine'a z organicznym czynnikiem roboczym (ang. Organic Rankine Cycle – ORC) o mocy znamionowej w przedziale od 200 kW do 300 kW, zasilanego ciepłem odpadowym z procesów przemysłowych.

Prace badawczo-rozwojowe w ramach doktoratu wdrożeniowego zostały przeprowadzone w kontekście zwiększenia potencjału aplikacyjnego a tym samym zwiększenia skali sprzedaży i konkurencyjności nowego produktu, jakim jest zintegrowany modułowy zespół siłowni oferowany przez firmę Marani Sp. z o.o. Realizacja pracy pozwoliła na indywidualne dostosowanie produktu do dostępnego u klienta źródła ciepła odpadowego. Docelowo, rozwijany przez firmę produkt powinien być zdolny do współpracy z szeroką gamą źródeł ciepła odpadowego, jakie są dostępne w przemyśle.

Jak wykazano, ciepło odpadowe w przemyśle pochodzi z różnych źródeł, jak również jest ono zakumulowane w różnych nośnikach. Typowo są to woda, chłodziwa, oleje, powietrze lub spaliny. Różnią się one takimi parametrami jak przepływ, temperatura i skład chemiczny, które z kolei wpływają na pojemność cieplną i kaloryczne funkcje stanu jak entalpia, entropia czy egzergia. Wykorzystanie technologii ORC do produkcji energii elektrycznej z dostępnego ciepła odpadowego w każdym przypadku wymaga integracji układu technologicznego siłowni ze źródłem ciepła. Integracja taka może odbywać się poprzez następujące podejścia:

- wykorzystanie urządzeń o określonej, sztywnej konstrukcji, których osiągalne wskaźniki pracy ulegną zmianie w stosunku do wartości znamionowych w związku z pracą z parametrami innymi niż projektowe (w tzw. stanie off-design).
- modyfikacja konstrukcji poszczególnych komponentów układów pod kątem maksymalizacji pożądanych efektów pracy urządzenia (mocy, sprawności, efektu finansowego).
- modyfikacja parametrów źródła ciepła odpadowego.

W ramach pracy przeprowadzono badania i analizy w celu określenia efektów możliwych do uzyskania w ramach podejścia pierwszego i drugiego.

W pracy wykorzystano opracowaną przez Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku dla firmy Marani Sp. z o.o. dokumentację projektową wykonawczą prototypowych układów siłowni ORC z hermetycznym szybkoobrotowym ekspanderem turbinowym zintegrowanym z generatorem energii elektrycznej. Wykorzystano również doświadczenia eksploatacyjne oraz wyniki pomiarów zebrane w czasie ruchu instalacji pilotowych układów o mocy 30 kW. Podstawowym celem badań było zdefiniowanie zakresu możliwych późniejszych modyfikacji konstrukcyjnych oraz zakresu zmienności kluczowych parametrów eksploatacyjnych i dobór algorytmów sterowania systemu technologicznego, zapewniających maksymalizację efektywności energetycznej i/lub ekonomicznej w poszczególnych przypadkach aplikacyjnych.

Podstawowymi elementami wchodzącymi w skład systemu technologicznego modułowej siłowni ORC są: pompa czynnika roboczego, ekspander turbinowy oraz wymienniki ciepła pełniące funkcje parownika, skraplacza i wymiennika regeneracyjnego. W skład systemu wchodzi również armatura regulacyjna wraz z elementami wykonawczymi, czujniki i urządzenia pomiarowe oraz układy pomocnicze. Każdorazowo dostosowaniu mogą podlegać parametry konstrukcyjne takie jak typ i powierzchnia wymienników ciepła, ciśnienie parowania czynnika czy nawet rodzaj czynnika i konfiguracja układu (np. układ z wymiennikiem regeneracyjnym lub bez niego). W praktyce odbywa się to przez dopasowanie do układu

dostępnych na rynku rozwiązań komponentów oferowanych przez dostawców zewnętrznych i podwykonawców.

Szczegółowy zakres prac obejmował:

- analiza dokumentacji projektowej układu prototypowego opracowanej przez Instytut Maszyn Przepływowych PAN pod kątem określenia istotnych ograniczeń projektowych oraz możliwości zmian parametrów konstrukcyjnych,
- badania eksperymentalne powykonawcze mające na celu określenie charakterystyki statycznej i dynamicznej zespołu siłowni ORC oraz jej podstawowych komponentów w różnych warunkach pracy oraz przy różnych parametrach termodynamicznych źródła ciepła odpadowego, w tym badania układu pracującego w szerokim zakresie obciążeń ze zmienną prędkością obrotową turbiny i wyprowadzeniem mocy elektrycznej przez falownik w celu poprawy charakterystyki regulacyjnej systemu
- przegląd źródeł ciepła odpadowego i określenie segmentów rynku dla nowego produktu,
- określenie zakresu implementacji urządzeń o wyjściowych parametrach projektowych,
- określenie zakresu zmienności parametrów nośników energii nie wymagających zmian konstrukcyjnych prototypu,
- określenie możliwej zmienności parametrów pracy turbiny,
- obliczenia projektowe układu pod kątem aplikacji w wybranych segmentach wykorzystania ciepła odpadowego,
- obliczenia symulacyjne sprawdzające parametry pracy w stanach zmiennych obciążeń,
- określenie możliwych zamienników komponentów dobranych w dokumentacji projektowej,
- analizy finansowe i ekonomiczne mające na celu określenie między innymi kosztów budowy systemu, elastyczności cenowej produktu oraz progów rentowności inwestycji realizowanej przez klienta końcowego w zależności od parametrów dostępnego źródła ciepła odpadowego.

Głównym wynikiem realizacji pracy jest oprogramowanie komputerowe wspomagające proces konfiguracji rozwiązania technologicznego układu ORC dla określonego źródła ciepła, a także proces ofertowania. Oprogramowanie stanowi oryginalne rozwiązanie w zakresie zastosowania wyników własnych badań naukowych w sferze gospodarczej. Praca ma charakter wdrożeniowy. Wyniki pracy, w tym oprogramowanie, zostały wdrożone w przedsiębiorstwie Marani Sp. o.o. z siedzibą w Zabrze. W końcowej fazie realizacji pracy, jej wyniki były stosowane w procesie planowania inwestycji w zakresie wdrożeń modułów ORC będących nowymi produktami firmy u jej klientów, u których stwierdzono występowanie odpowiednich źródeł ciepła odpadowego.

Stworzone w ramach doktoratu oprogramowanie pozwala na zaadresowanie kwestii związanych z implementacją technologii ORC dla danego źródła ciepła odpadowego takich jak:

- wykorzystywany czynnik roboczy oraz struktura techniczna
- określenie nominalnych parametrów termodynamicznych i energetycznych układu
- koszt budowy układu
- czas zwrotu
- parametry układu poza nominalnym punktem pracy
- dopuszczalny zakres zmienności parametrów nośnika ciepła odpadowego dla zastosowania danej jednostki
- efekt ekologiczny

Funkcjonalność oprogramowania pozwala pracownikom firmy Marani na szybkie wykonywanie studiów wykonalności dla indywidualnych przypadków oraz wsparcie

w procesie ofertowania. Dla klienta oznacza to uzyskanie szeregu informacji ułatwiających podjęcie decyzji o inwestycji oraz wsparcie w przewidywaniu codziennej pracy układu ORC. Jednocześnie opracowane narzędzia przyczyniły się do pozyskania własnych kompetencji i możliwości analitycznych oraz ograniczenie kosztów związanych z zlecaniem prac zewnętrznym dostawcą usług badawczo-rozwojowych. W sytuacji braku takiego oprogramowania, wszelkie zagadnienia projektowe związane z doбором parametrów instalacji dla odbiorców końcowych wiązały się z koniecznością zlecenia usług konsultingowych wykonawcom zewnętrznym.

Oprogramowanie to jeszcze na etapie rozwoju umożliwiło ewaluację źródeł ciepła odpadowego u potencjalnych klientów oraz przedstawieniem im potencjalnych korzyści wynikających z implementacji technologii ORC na ich obiektach.

2.1. Tezy badawcze

Na podstawie analizy źródeł literaturowych można wyciągnąć wniosek, że efektywność energetyczna, ekonomiczna i ekologiczna odzysku ciepła odpadowego na potrzeby produkcji energii elektrycznej w modułowych układach siłowni, pracujących według obiegu Clausiusa - Rankine'a czynnika organicznego (ORC), jest zależna od doboru struktury technologicznej układu (rozumianej również jako typ obiegu), czynnika roboczego, parametrów konstrukcyjnych oraz eksploatacyjnych. Wniosek ten jest uzasadniony głównie wynikami prac prowadzonych w krajach Europy zachodniej, gdzie do tej pory technologia ORC rozwijana jest w największym stopniu. Stąd, w związku z podjęciem przez firmę Marani prac zmierzających do wprowadzenia na rynek polski typoszeregu modułowych siłowni ORC do odzysku ciepła odpadowego w przemyśle, konieczne jest wypracowanie odpowiednich doświadczeń krajowych w tym zakresie.

Ostatecznie, tezy badawcze kształtujące przebieg i charakter prac badawczo-rozwojowych prowadzonych w niniejszej pracy sformułowano w sposób następujący:

1. Jest możliwe w warunkach polskiego rynku energii opracowanie konstrukcji modułowych siłowni ORC zasilanych przemysłowym ciepłem odpadowym, które będą spełniać kryteria opłacalności stawiane rzeczowym projektom inwestycyjnym.
2. W przypadku siłowni zasilanych ciepłem odpadowym kryterium optymalności dla zagadnienia doboru wartości poszczególnych zmiennych decyzyjnych w zakresie parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych można sprowadzić do kryterium maksymalizacji mocy obiegu termodynamicznego. W warunkach polskiego rynku energii zapewnia ono spełnienie kryterium optymalności z uwagi na końcowy efekt finansowy i opłacalność odzysku ciepła odpadowego.
3. Jest możliwe opracowanie opracowane narzędzia do obliczeń układu ORC, które pozwoli w krótkim czasie określić zakres stosowalności danego modułu siłowni ORC (rozumiany jako dopuszczalny obszar implementacji bez konieczności wprowadzania zmian konstrukcyjnych) w kontekście dostępnych parametrów źródła ciepła odpadowego.

Na potrzeby realizacji prac badawczo-rozwojowych i budowy oprogramowania dokonano wyboru następujących metod badawczych:

- analiza energetyczna wykorzystująca bilanse substancji i energii oraz podstawowe wskaźniki efektywności termodynamicznej jak moc i sprawność,
- analiza ekonomiczna oparta o rachunek finansowy projektów inwestycyjnych i podstawowe wskaźniki opłacalności jak NPV, IRR i okres zwrotu.
- obliczenia transportu ciepła oraz bezwymiarowe modele maszyn na potrzeby skalowania wielkości urządzeń i kosztorysowania.

Na podstawie spotkań z potencjalnymi nabywcami jednostek ORC produkcji Marani, mającymi miejsce jeszcze w trakcie prac nad narzędziami obliczeniowymi dostrzeżono, że najważniejszymi parametrami decydującymi o zainteresowaniu technologią ORC nie jest doskonałość termodynamiczna oferowanych układów czy efekt ekologiczny, ale koszt elektrowni w przeliczeniu na kW generowanej energii elektrycznej netto, całkowite nakłady inwestycyjne oraz czas zwrotu. Pozostałe korzyści oferowane przez technologię ORC jak efekt ekologiczny, poprawienie efektywności energetycznej, zwiększenie bezpieczeństwa energetycznego zakładu poprzez uniezależnienie od zewnętrznych dostawców energii czy budowanie wizerunku innowacyjnego przedsiębiorstwa realizującego zasady zrównoważonego rozwoju mają znaczenie drugorzędne.

Ze względu na wdrożeniowy charakter pracy, pozostający w ścisłym związku z oczekiwaniami klientów Marani odnośnie technologii ORC zrezygnowano z analizy egzegetycznej jako nie mającej przełożenia na udaną komercjalizację planowanego typoszeregu jednostek ORC.

3. Przegląd literatury w zakresie optymalizacji układów ORC współpracujących ze źródłami ciepła odpadowego

W ostatnich latach w literaturze przedstawiono wiele prac dotyczących optymalizacji układów ORC. Koncentrują się one głównie na zagadnieniach termodynamicznych, takich jak dobór czynnika roboczego i typu obiegu, a także na efektywności środowiskowej. Przykładowo [35] opracowali model optymalizacji termodynamicznej dla doboru czynnika roboczego, ciśnienia i temperatury wlotowej ekspandera, stopnia przegrzania, trybu pracy (podkrytyczny lub transkrytyczny) oraz obecności rekuperatora. Uzupełnili oni model termodynamiczny układu ORC o ograniczenia technologiczne ekspandera, wymienników ciepła i pompy. Wyniki stanowiły wytyczne dla warunków pracy tego typu układów

W praktyce przemysłowej optymalizacja jest zwykle mniej złożona i przeprowadzana jest przy użyciu ekonomicznej funkcji celu, która wyrażana jest przez lokalny efekt finansowy [36–38]; badali wpływ warunków specyficznych dla danego miejsca na czas zwrotu inwestycji (PBT) różnych jednostek Turboden. Stwierdzili, że aby uzyskać wykonalność projektu inwestycyjnego niektóre parametry muszą spełniać określone wartości progowe. [39] zaproponowali metodologię optymalizacji wielokryterialnej, która uwzględnia zarówno aspekty energetyczne, jak i ekonomiczne. Metodologia ta oparta była na wielopoziomowej perspektywie i pozwalała na uzyskanie ekonomicznie wykonalnych systemów przy danym mechanizmie zachęt. [40] zaproponowali ogólną i systematyczną metodologię optymalizacji opartą na superstrukturze systemu ORC i zastosowaniu metody Mixed Integer Non Linear Programming (MINLP). [41] zaproponowali model termoeconomiczny oraz algorytm do jednoczesnej optymalizacji zmiennych obiegu, konstrukcji turbiny oraz powierzchni wymienników ciepła w układach kogeneracyjnych ORC opalanych biomasą. W drugiej części pracy [42] zintegrowali model układu ORC przy obciążeniu częściowym. Wyniki wykazały, że uwzględnienie pracy przy częściowym obciążeniu istotnie zmieniło wyniki optymalizacji.

W pracy [43] zaproponowano bazujący na egzergii wskaźnik jakości XUI w celu maksymalizacji wykorzystania energii w układzie siłowni niskotemperaturowej. Celem pracy była maksymalizacja stopnia wykorzystania źródła ciepła i maksymalizacja mocy elektrycznej układu. Wskaźnik zdefiniowano jako stosunek spadku egzergii źródła ciepła do egzergii nośnika ciepła na wejściu do układu. W optymalizacji wielokryterialnej jako indywidualne funkcje celu przyjęto wskaźnik XUI oraz całkowitą powierzchnię wymiany ciepła.

W pracy [44] zaproponowano wskaźnik SSI pozwalający na minimalizację całkowitych wymiarów układu technologicznego modułu ORC. Wskaźnik zdefiniowano jako średnia ważona znormalizowanych sum powierzchni wymiany ciepła i średnicy wirnika turbiny.

W analizach optymalizacyjnych zdefiniowano 7 różnych zadań optymalizacji jednokryterialnej w oparciu o wskaźniki techniczne definiowane przez innych autorów oraz jedno zadanie optymalizacji dwukryterialnej, w której jako kryteria jakości przyjęto pracę mechaniczną netto obiegu oraz własny wskaźnik SSI. Wykazano wpływ założeń w zakresie przyjmowanych kryteriów jakości na postać rozwiązania optymalnego.

W pracy [45] w obliczeniach optymalizacyjnych uwzględniono jednowymiarowy model turbiny z napływem promieniowym z łopatkami wirnika odchylonymi do tyłu. Jako zmienne decyzyjne w procesie optymalizacji układu siłowni ORC poza parametrami termodynamicznym, uwzględniono wybrane parametry geometryczne układu przepływowego turbiny, co miało na celu maksymalizację sprawności wewnętrznej. Jako funkcje celu w optymalizacji siłowni przyjęto koszt jednostkowy wytwarzania energii elektrycznej wyrażony w [\$/kWh] oraz współczynnik wielkości turbiny wyrażony w [m].

W [33] prowadzony jest rejestr zrealizowanych oraz znajdujących się w trakcie realizacji projektów z wykorzystaniem technologii ORC. Z łącznej liczby 1150 zarejestrowanych projektów wdrożenia technologii ORC 455 przypada na obszar ciepło odpadowego.

Ze względu na duże zróżnicowanie pod względem poziomu temperatury oraz strumienia w literaturze można znaleźć wiele przykładów szczegółowych prac przedstawiających optymalizację technologii ORC dla konkretnych procesów i urządzeń.

Szczególnie dużą grupę urządzeń przyciągających uwagę w zakresie prac optymalizacyjnych są silniki spalinowe oraz turbiny gazowe.

W [46] przeprowadzono studium przypadku dla układu silników diesla wykorzystywanych jako napęd i źródło energii na statku wycieczkowym (4xWärtsilä 5850 kW dla napędu oraz 4xAE 2760kW dla zasilania energią elektryczną). Ze względu na zmienne obciążenie silników jako parametry projektowe wybrano obciążenie występujące przez największą ilość (34%) czasu eksploatacji oraz przeprowadzono analizę pracy poza nominalny obciążeniem.

Jako kryterium optymalizacji obrano moc netto układu. Rozważono układ w dwóch wariantach – z oraz bez regeneracyjnego wymiennika ciepła umieszczonego za turbiną oraz szereg czynników roboczych takich jak: toluen, benzen, cykloheksan, węglan dimetylu, m-ksylen czy p-ksylen. Mimo, że dla silników spalinowych można zidentyfikować dwa źródła ciepła: spalin (196-417°C) oraz ciepło z płaszczu wodnego (95°C) chłodzącego olej smarowniczy. W analizie ograniczono się jedynie do analizy zagospodarowania ciepła ze spalin, argumentując pominięcie płaszczu wodnego niską sprawnością układów ORC wykorzystujących nośniki ciepła o takim poziomie temperatury.

W wyniku prowadzonych prac wyłoniono układ ORC z benzenem jako czynnikiem roboczy, w układzie z regeneracją osiągającym moc od 276,15 do 840,97 kW w zależności od obciążenia, ze średnią produkcją pokrywającą 22% zapotrzebowania statku na energię elektryczną.

Oprócz silników i turbin gazowych technologia ORC może zostać zastosowana dla szerokiej gamy pieców przemysłowych.

W [47] przedstawiono wyniki optymalizacji układu ORC do współpracy z piecem łukowym o mocy 100 MW_{el}. Piece tego typu są wykorzystywane w hutnictwie metali oraz są znane pod nazwą EAF (electric arc furnace). Dla analizowanego źródła ciepła gazy wylotowe z pieca miały temperaturę w zakresie 68-578°C oraz przepływ objętościowy 0-51,4 Nm³/s. Moc cieplna sięgała poziomu 60 MW. Dla każdego z pięciu analizowanych scenariusz przyjęto moc jako funkcję celu.

Autorzy zdecydowali się rozważyć układ ORC z pętlą pośredniczącą pomiędzy gorącymi spalinami, a czynnikiem roboczym układu ORC. Pętla wykorzystująca parę wodną, została zastosowana jako bufor cieplny, zapobiegający częstemu zatrzymywaniu oraz rozruchowi układu ORC, podanemu na poziomie 30 minut. Wybór wody jako medium pośredniczącego uzasadniono niepalnością. Autorzy rozważyli jedynie MDM (olej silikonowy) jako czynnik

roboczy. Ograniczenie do jednego czynnika roboczego uzasadniono, częstym wskazywaniem w literaturze jako dobrze sprawdzającego się w analizach układów ORC, niską toksycznością i palnością, dobrą stabilnością termiczną oraz dużą masą cząsteczkową mającą pozytywny wpływ na sprawność turbiny.

Po uwzględnieniu dostępnych na rynku rozwiązań technicznych oraz zmienności parametrów w czasie uzyskano średnią moc elektryczną na poziomie 0.752 MW dla produkcji jedynie energii elektrycznej oraz 0,521 MW dla pracy kogeneracyjnej. Przeprowadzono także obliczenia referencyjne dla oleju termalnego Therminol VP-1, osiągając moc dla analogicznych przypadków na poziomie 1,050 MW oraz 0,659 MW. W pracy rozważono także, układ z częściowym odparowaniem i rozprężeniem pary mokrej w turbinę (PEORC – partial evaporation ORC) uzyskując najwyższe moce w obu przypadkach (1,130 MW bez kogeneracji, 0,897 MW z kogeneracją) jednak zaznaczono, że układy tego typu nie są jeszcze dostępne komercyjnie.

W [10] przeanalizowano możliwość zastosowania technologii organicznego obiegu Rankine'a oraz obiegu Kaliny dla zagospodarowania ciepła odpadowego z pieca łukowego (EAF) z wykorzystaniem pętli pośredniczącej z parą nasyconą. Zastosowano komercyjne oprogramowanie ASPEN-HYSYSTM, a jako kryterium optymalizacji przyjęto sprawność energetyczną. Jako główne wyzwanie związane z technologią ORC wskazano zagadnienie doboru odpowiedniego czynnika roboczego, poddając analizie przypadki wykorzystujące czynniki: butylobenzen, n-heksan oraz n-pentan. Analizowana struktura technologiczna, oprócz wykorzystania medium pośredniczącego pomiędzy gorącymi gazami z EAF została wyposażona w regeneracyjny wymiennik ciepła. Jako zmienne w procesie optymalizacji wybrano ciśnienie na wlocie i wylocie z turbiny, z dopuszczalnym zakresem zmian od 0,01 do 150 bar. Najwyższą wartość sprawności netto osiągnięto dla układu ORC wykorzystującego butylobenzen (20,7%), jednak przy bardzo niskim ciśnieniu w skraplaczu (0,002 bar), co mogłoby się przełożyć na trudności techniczne w eksplantacji, podczas gdy dla n-pentanu osiągnięto wyraźnie niższą sprawność (13,0%), jednak przy ciśnieniu skraplania na poziomie zbliżonym do ciśnienia atmosferycznego (1,36 bar). W przypadku generowanej mocy elektrycznej, butylobenzen charakteryzował się także wyraźnie większą mocą elektryczną netto (2161 kW) w porównaniu do n-pentanu (1358 kW) oraz obiegu Kaliny (1455 kW). Sprawności i moce osiągane przez cykl Kaliny oraz obiegi ORC wykorzystujące n-pentan oraz n-hexan cechowały się podobnymi wartościami. W ramach prac nie przeprowadzono analizy ekonomicznej, jednak zaznaczono, że przy zbliżonych charakterystykach energetycznych ostateczna decyzja o zastosowaniu konkretnej technologii oraz jej wariantu zależy będzie od ich właściwości eksploatacyjnych, komercyjnych oraz ekologicznych.

W [48] dokonano studium przypadku oraz opisano różne kryteria wyboru jakim podlegają czynniki robocze stosowane w układach ORC dla silnika gazowego z temperaturą spalin 510°C oraz przepływie 0,65 kg/s. Analizę przeprowadzono dla różnych struktur technologicznych uwzględniających układy z odparowaniem pośrednim, bezpośrednim (pętla olejowa) czy regeneracją ciepła oraz dla 25 różnych czynników roboczych. Analiza ekonomiczna nie została uwzględniona. Za najważniejsze wskaźniki analizy uznano sprawność oraz moc netto układu ORC.

W pracy autorzy zwracają w uwagę na duże znaczenie doboru właściwego czynnika roboczego na pozostałe elementy projektu układu ORC takie jak turbina, stosowane materiały, rodzaj uszczelnień czy rodzaj oraz powierzchnia wymiany ciepła. Jako kryteria wpływające na wybór danego czynnika wskazują parametry termodynamiczne, wpływ na środowisko, względy bezpieczeństwa oraz cenę, ostateczny wybór może stanowić kompromis pomiędzy opisanymi kryteriami. Jako najistotniejszy parametr wskazano względy bezpieczeństwa, które w przypadku zastosowań komercyjnych znacząco ograniczają pulę dostępnych czynników roboczych, nawet pomimo przemawiających za nimi względami termodynamicznymi

jak wysoka moc i sprawność osiągnęte przez wykorzystujące je układy ORC. Jednocześnie autorzy zwracają uwagę, że część względów bezpieczeństwa jak np. toksyczność może zostać ograniczona dzięki zastosowaniu hermetycznej konstrukcji.

Wyniki analizy pokazały możliwość wyprodukowania od 22 do 44 kW energii elektrycznej, wskazując na Toluen, DMC i MM jako najbardziej obiecujące do zastosowania oraz opisano wady i zalety każdego z nich. Czynniki te zostały wybrane ze względu na wysokie wartości mocy oraz niską cenę.

W [49] dokonano analizy zastosowania technologii ORC jako jednostki kogeneracyjnej dla gospodarstwa domowego. Założono układ wykorzystujący pętlę pośredniczącą z olejem termalnym pomiędzy kotłem a parownikiem ORC o temperaturze 320°C, temperaturę kondensacji na poziomie 50°C, stałe zapotrzebowanie na ciepło na poziomie 20 kW oraz zastosowanie turbiny o sprawności 100%. Zastosowano prostą strukturę technologiczną bez regencji ciepła w celu zachowanie możliwe jak najbardziej kompaktowego rozmiaru jednostki ORC. Analizę dla zestawu dwudziestu czynników roboczych przeprowadzono dla parametrów podkrytycznych i nadkrytycznych. Jako na kryterium pozwalające na wstępny dobór czynnika roboczego wskazano sprawność termodynamiczną obiegu, którą odniesiono do sprawności silnika Carnota. Założono, że zastosowane komponenty takie jak kocioł czy wymienniki ciepła będą cechowały się kompaktowymi rozmiarami. Jako wymienniki ciepła zaproponowano zastosowanie płaszczowo-rurowych wymienników ciepła z odparowaniem i skraplaniem wewnątrz rurek. W pracy podano równania na dwie bezwymiarowe liczby, które pozwalają przewidywać sprawność termodynamiczną obiegów podkrytycznych i nadkrytycznych. Jedną z tych bezwymiarowych nazwano liczbą Jakoba (Ja), ze względu na podobną definicję do bezwymiarowej liczby o tej samej nazwie. W przypadku obiegów podkrytycznych im jest niższa tym wyższa jest sprawność obiegu ORC dla danego czynnika. W przypadku obiegów nadkrytycznych wzrost liczby Jakoba przekłada się na wzrost sprawności obiegu ORC. Zaletą zaprezentowanego w pracy podejścia ma być możliwość wytypowania optymalnego pod względem osiągniętej sprawności czynnika roboczego, bez konieczności obliczania sprawności termodynamicznej dla każdego czynnika z osobna, ponieważ ta jest ściśle powiązana z zaproponowanymi bezwymiarowymi liczbami. Jako czynniki najbardziej perspektywiczne w zastosowaniu dla domowych układów ORC wskazano etanol, R123 oraz R141b.

W [50] zwrócono uwagę, że parametry termiczne i strumień generowanego przez procesy przemysłowe ciepła odpadowego mogą być zmienne w czasie. W pracach [50,51] autorzy pochyliли się nad kwestią zastosowania technologii ORC w połączeniu z magazynowaniem energii termicznej dla tego typu procesów. W [50] porównano wyniki analizy termodynamicznej dwóch czynników roboczych R1233zd(E) oraz R1233ze(E) do odzysku ciepła z pieca do utwardzania farb wykorzystywanego w przemyśle motoryzacyjnym. Założono sprawność ekspandera i pompy na poziomie odpowiednio 80% oraz 70%, prostą strukturę technologiczną układu ORC bez regeneracji ciepła i przegrzewu czynnika roboczego oraz moc cieplną do odzyskania na poziomie 800 kW, podając temperaturę z pieca do utwardzania w przedziale 200-250°C. Założono, że magazyn energii termicznej (spełniającym także rolę parownika) pracuje w zakresie temperatury 70-100°C. Dla górnej temperatury w obu przypadkach moc ekspandera przekroczyła 90 kW. W analizowanym zakresie temperatur wyższą sprawnością (6,7-11%) oraz generowaną mocą netto (53-89 kW) cechował się obieg wykorzystujący czynnik R1233zd(E). Analiza obejmowała jedynie analizę parametrów nominalnych w warunkach ustalonych dla każdej z analizowanych temperatur. Znacząca część pracy została poświęcona kwestii doboru odpowiedniego magazynu energii termicznej.

W [52] zaproponowano optymalizację układu ORC wykorzystując rachunek egzegetyczny. zastosowanie wskaźników takich jak sprawność termodynamiczna czy maksymalny stopień utylizacji źródła ciepła mogą prowadzić do błędnych wniosków z procesu optymalizacji.

Analizie poddano min. gorące powietrze z chłodzenia klinkieru o temperaturze 270°C i przepływie 10 kg/s. Jako czynnik roboczy zastosowano toluen osiągając największą moc netto przy temperaturze parowania 155 °C, na poziomie 353,5 kW, podczas gdy dla temperatury 255°C, pomimo osiągnięcia najwyższej sprawności termodynamicznej (23,8%) uzyskana moc jest znacznie niższa i osiąga wartość 76,4 kW. Przeprowadzona analiza pokazuje, że szczytowa wartość sprawności egzeregetycznej jest osiągana dla temperatury parowania 155°C i koresponduje ona z najwyższą mocą osiąganą przez obieg ORC. Jednym z wniosków płynących z pracy jest niedoskonałość sprawności termodynamicznej jako kryterium optymalizacji obiegów ORC, którego zastosowanie może prowadzić do wyciągnięcia błędnych wniosków i obniżenia stopnia wykorzystania źródła ciepła odpadowego. W pracy wysunięto wniosek, że zastosowanie jako kryterium sprawności termodynamicznej czy stopnia zagospodarowania strumienia ciepła odpadowego (relacja ciepła faktycznie pobranego przez ORC do całego dostępnego strumienia) nie muszą korespondować z maksymalną produkcją energii elektrycznej, a ich zastosowanie może prowadzić do błędnego projektu ORC. Ze względu na zidentyfikowaną korelację pomiędzy minimalnymi stratami egzergi, a maksymalnym strumieniem generowanej energii elektrycznej, sprawność egzeregetyczna wydaje się być lepszym kryterium optymalizacji układów ORC.

4. Ocena potencjału produkcji energii elektrycznej w układach ORC napędzanych energią odpadową w polskim przemyśle

Energia odpadowa jest surowcem wtórnym uzyskiwanym ze zużytych wyrobów i może zostać uznana jako odnawialne źródło energii [1]. Jej zagospodarowanie w układach ORC może przyczynić się do zmniejszenia energochłonności zakładów przemysłowych, które je wytwarzają, ale także gospodarki jako całości.

Energia odpadowa występująca w przemyśle może zostać podzielona na dwie grupy [1]:

I. Energia odpadowa fizyczna:

– temperaturowa (ciepło odpadowe) – wynikająca z różnicy temperatury nośnika energii względem otoczenia. Najczęściej wykorzystywane są nośniki o podwyższonej temperaturze (np. spaliny), ale mogą to też być nośniki o temperaturze ujemnej (np. LNG)

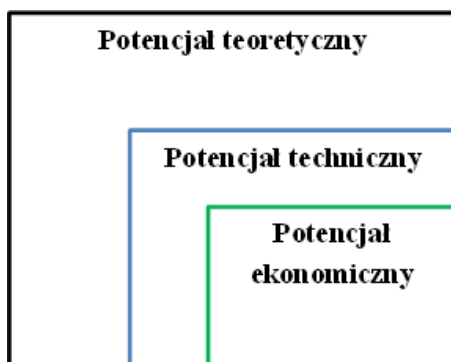
– ciśnieniowa – wynikająca z różnicy ciśnienia pomiędzy nośnikiem i otoczeniem (np. gaz ziemny w sieci gazowej, gaz wielkopiecowy)

II. Energia odpadowa chemiczna – wynikająca z różnicy składu chemicznego pomiędzy nośnikiem, a otoczeniem, jednak zazwyczaj jest ona zawężana do energii chemicznej palnych składników nośnika (np. gazu wielkopiecowego, gazu żeliwiakowego).

Użyteczność ciepła odpadowego zależy od wielu czynników takich jak temperatura, forma występowania (konwekcja, przewodzenie, promieniowanie), reżim pracy (ciągły, wsadowy), rodzaj nośnika ciepła (ciecz, gaz, ciało stałe), jego składu, a nawet lokalizacji w zakładzie [53]. Ze względu na poziom temperatury ciepło odpadowe dzielone jest na nisko-, średnio- i wysokotemperaturowe, a różni autorzy przyjmują różne wartości graniczne dla każdego z tych zakresów. Przykładowo w [54] przyjmuje się, że ciepło niskotemperaturowe charakteryzuje się temperaturą poniżej 100°C, średniotemperaturowe 100-299°C, a pozostałe to ciepło wysokotemperaturowe.

Potencjał energii odpadowej w przemyśle może zostać określony, jako [55]:

- Zasoby teoretyczne. Jest to energia odprowadzana do otoczenia wraz lub przez odpadowe nośniki ciepła po wychłodzeniu ich od początkowej temperatury do temperatury otoczenia niezależnie od możliwości jej technicznego i ekonomicznego wykorzystania. Potencjał ten wynika bezpośrednio z parametrów termodynamicznych i właściwości substancji będącej nośnikiem energii odpadowej oraz z parametrów otoczenia.
- Potencjał techniczny. W jego oszacowaniu uwzględnia się ograniczenia w pozyskaniu i możliwym wykorzystaniu energii odpadowej takie jak minimalna temperatura nośnika (np. temperatura punktu rosy, minimalna temperatura nośnika w kolejnym procesie), czy dostępny strumień energii odpadowej. Założenia ograniczające są także uzależnione od dostępnych na rynku urządzeń i technologii pozwalających na zagospodarowanie energii odpadowej. Potencjał techniczny można podzielić na potencjał techniczny teoretyczny oraz potencjał techniczny rzeczywisty. Ten drugi może zostać określony na bazie audytu lub wizji lokalnej i uwzględniać takie czynniki jak: zmienność parametrów źródła ciepła, harmonogram pracy (w tym wsadowy charakter pracy), zanieczyszczenia i osady zawarte w nośnikach [56] czy dostępna przestrzeń do zainstalowania urządzeń odzysku ciepła odpadowego.
- Potencjał ekonomiczny, to energia odpadowa, której zagospodarowanie jest uzasadnione ekonomicznie i uwzględnia takie aspekty jak ceny energii, nakłady finansowe czy wreszcie opłacalność inwestycji. Klasyfikacja energii odpadowej, jako potencjału ekonomicznego wynika w dużej mierze z postępu technologicznego oraz wzrostu cen energii [1].



Rysunek 4.1. Relacje pomiędzy poszczególnymi rodzajami potencjałów ciepła odpadowego [37]

Według [54] przemysłowe procesy produkcyjne w krajach Unii Europejskiej są odpowiedzialne za zużycie około 26% energii pierwotnej w regionie. Całkowity potencjał teoretyczny w Europejskim przemyśle szacuje się na 370,41 TWh/rok, z czego potencjał w Polsce wynosi około 16,2 TWh/rok. Najwięcej ciepła odpadowego jest dostępne w źródłach o temperaturze poniżej 100°C, podczas gdy najwyższy potencjał pracy mechanicznej mają źródła o temperaturze powyżej 300°C. Z kolei w [57] podaje się, że potencjał ciepła odpadowego w Unii Europejskiej wynosi około 300 TWh/rok, z czego około jedna trzecia jest dostępna na poziomie temperatury poniżej 200°C. Jedna czwarta ciepła odpadowego jest dostępna w źródłach o temperaturze 200–500°C, a pozostała część w źródłach o temperaturze powyżej 500°C. Największy udział w ciepłe odpadowym w poszczególnych krajach Unii Europejskiej mają źródła o temperaturze w przedziale 500 do 1000°C, następnie 100 do 200°C oraz 200 do 300°C. Wyniki uzyskano przez ekstrapolację danych pochodzących ze szczegółowej analizy przemysłu Wielkiej Brytanii.

Dostępna w przemyśle energia odpadowa może być określana na podstawie [53]:

- literatury, ogólnej znajomości procesów przemysłowych, występujących w nich ograniczeń co do wykorzystania energii odpadowej oraz dostępnych danych statystycznych (np. International Energy Agency, Główny Urząd Statystyczny, Eurostat) na temat zużycia energii oraz skali produkcji. Takie podejście umożliwia jedynie przybliżone oszacowanie występującej w przemyśle energii odpadowej. O ile na tej podstawie możliwe jest określenie potencjału teoretycznego czy technicznego, to określenie w ten sposób potencjału ekonomicznego należy uznać za mało wiarygodne lub niemożliwe. Podejście to jest określane jako *top-down*.
- audytów i wizji lokalnych, obejmujących całe zakłady, co pozwala na precyzyjne określenie każdego z potencjałów, dobór odpowiedniego sposobu zagospodarowania ciepła odpadowego [55] i określenie wiarygodnego potencjału ekonomicznego. Wadą tego podejścia jest trudność w pozyskaniu odpowiednio dużej liczby audytów w celu oszacowania dostępnej w skali kraju energii odpadowej. Podejście to określane jest jako *bottom-up*.

Możliwe jest także zastosowanie podejścia mieszanego, wykorzystującego elementy zarówno jednego jak i drugiego podejścia do zbierania i wykorzystywania danych wejściowych do szacunków ciepła odpadowego [53]. Z tego też względu metody oszacowania potencjału odpadowego można podzielić na [55]:

- zgrubne – oparte na niewielkiej ilości danych statystycznych,
- średniej dokładności – wykorzystujące dane literaturowe,
- dokładne – oparte na danych pomiarowych.

Prezentowane w dalszej części niniejszej pracy podejście można zaliczyć do średnio dokładnych metod typu *top-down*, mającego na celu określenie teoretycznego potencjału ciepła odpadowego w polskim przemyśle.

Ostatecznie o realizacji projektu wykorzystania energii odpadowej decydują wyniki oceny potencjału technicznego oraz wieloetapowej, złożonej analizy techniczno-ekonomicznej. Analiza taka może być wspomagana przez systemy eksperckie, których zadaniem jest standaryzacja i powtarzalność obliczeń, ocena wielokryterialna oraz ułatwienia dostępu do możliwie pełnej bazy wiedzy o możliwych do zastosowania rozwiązaniach technologicznych [58,59].

Uwagę należy zwrócić na fakt, że w zakładach przemysłowych posiadających odpowiednią infrastrukturę rozważyć można jej wykorzystanie do produkcji energii elektrycznej w technologii energetyki odnawialnej. W tym wypadku rozważyć można układy hybrydowe, wykorzystujące również przemysłową energię odpadową oraz akumulację energii. Rozwiązania takie konfigurowane są dla danego przypadku aplikacyjnego i każdorazowo muszą znaleźć uzasadnienie ekonomiczne.

W celu oszacowania potencjału ciepła odpadowego w polskim przemyśle wykorzystano zmodyfikowaną metodologię przedstawioną w [53]. Zastosowane modyfikacje polegają na wykorzystaniu danych statystycznych GUS [60] nt. zużycia energii w przemyśle w 2017 r. (według metodologii Eurostatu) zamiast, jak to miało miejsce w innych pracach, danych International Energy Agency oraz na odrębnej analizie poszczególnych sektorów przemysłowych, zgodnie z podziałem stosowanym przez Eurostat. Z analizy wykluczono zawodową produkcję energii elektrycznej i ciepła, transport oraz inne sektory takie jak: usług i użyteczności publicznej, gospodarstwa domowe, rolnictwo i leśnictwo.

Przyjęta metodologia stanowi podejście benchmarkowe, które pozwala na oszacowanie potencjału teoretycznego ciepła odpadowego w zależności od sektora przemysłowego, nośnika i poziomu temperatury, nie uwzględniając ciepła, jakie można odzyskać ze stygnących produktów. Ogranicza ona również analizę jedynie do energii odpadowej wynikającej z podwyższonej temperatury, pomijając energię odpadową w postaci ciśnieniowej i chemicznej. Uzasadnione jest to faktem braku zastosowań tych postaci energii odpadowej w układach ORC.

W przyjętej metodologii wprowadza się zbiór wskaźników referencyjnych charakteryzujących zużycie energii w procesach i urządzeniach występujących w poszczególnych sektorach przemysłu. Poszczególne procesy i urządzenia są opisywane wskaźnikami, które określają, jaka część zużywanej energii napędowej jest wykorzystywana do wytworzenia produktu, jaka zostaje stracona w postaci promieniowania cieplnego, a także jaka część jest odprowadzana wraz z ciekłymi i gazowymi nośnikami ciepła. Proporcje pomiędzy ciekłymi i gazowymi nośnikami ciepła oraz ich temperatura są zakładane na podstawie znajomości typowych rozwiązań technologicznych stosowanych w danym sektorze przemysłu [53].

Tab. 4.1 Przemysłowe zużycie energii w Polsce w ktocie w 2017 r. zależności od rodzaju paliwa i sektora przemysłowego [42]

Sektor przemysłu	Stale paliwa kopalne	Ropa naftowa i produkty	Paliwa gazowe	Biopaliwa	Energia elektryczna	Ciepło	Pozostałe paliwa	Suma
Przemysł hutniczy	1 082	6	910	0	585	93	0	2 677
Przemysł chemiczny i petrochemiczny	1 121	313	326	3	751	128	36	2 677
Metale nieżelazne	30	16	214	0	201	30	0	492
Przemysł surowców niemetalicznych	621	79	1 111	63	471	24	672	3 041
Środki transportu	9	16	108	0	252	47	0	432
Maszyny	33	32	233	2	413	63	0	776
Przemysł wydobywczy	11	75	41	0	238	67	2	432
Przemysł spożywczy i tytoniowy	587	81	715	36	581	71	0	2 071
Przemysł papierniczy i poligraficzny	212	42	208	809	401	79	7	1 758
Przemysł drzewny	43	14	45	669	206	71	0	1 048
Budownictwo	27	47	34	0	32	8	0	150
Przemysł tekstylny i skórzany	9	6	41	0	52	12	0	121
Inne	51	23	139	113	460	28	1	815
Suma	3 834	750	4 126	1 695	4 645	722	717	16 489

W przeprowadzonych obliczeniach grupę pozostałe paliwa wliczono do paliw stałych, gdyż w niektórych procesach np. wytwarzaniu cementu jednocześnie z nimi wykorzystywane są np. paliwa RDF, które nie są ujęte w osobnej kategorii metodologii Eurostatu, a ich nieuwzględnienie powodowałoby zaniżenie zużycia energii.

Tab. 4.2. Przykładowe współczynniki i zużycie paliwa dla przemysłu chemicznego i petrochemicznego [35]

Energia napędowa	E_N , ktocie	Urządzenie lub proces	U, %	η_{ES} , %	η_{EL} , %	η_{OL} , %	G, %	C, %	T_G , °C	T_C , °C
Ropa naftowa	0,000	Palnik olejowy	100	61	29	10	95	5	200	85
Produkty naftowe, stale paliwa kopalne	1469,035	Gazyfikator	75	75	15	10	38	0	150	0
		Palnik	25	60	30	10	62	0	100	0
Paliwa gazowe, biopaliwa, odpady	328,659	Palnik gazowy	50	64	26	10	0	3	0	85
		Reformer parowy	50	80	10	10	0	97	0	50
Energia elektryczna	750,965	Silniki	25	60	30	10	100	0	150	0
		Sprężarki	25	5	80	15	0	100	0	80
		Grzałki	25	80	0	20	0	0	0	0
		Grzałki	25	13	0	87	0	0	0	0
Ciepło	128,474	Wymienniki i dystrybucja ciepła	100	47	36	17	0	100	0	50

Gdzie: U – udział procesu lub urządzenia w zużyciu paliwa, η_{ES} – część energii zużywanej do wytworzenia produktu, η_{EL} – część energii traconej z gazowymi i ciekłymi nośnikami ciepła, η_{OL} – część energii traconej w postaci promieniowania cieplnego, G – udział gazowych nośników ciepła, C – udział ciekłych nośników ciepła, T_G – temperatura gazowych nośników ciepła, T_C – temperatura ciekłych nośników ciepła

Sposób obliczania ciepła odpadowego dla poszczególnych procesów lub urządzeń przedstawiają równania (4.4.1) do (4.4.6).

$$E_N^U = E_N \cdot U \quad (4.4.1)$$

$$Q_{ODP}^N = E_N^U \cdot \eta_{EL} \quad (4.4.2)$$

$$Q_{ODP}^G = Q_{ODP}^N \cdot G \quad (4.4.3)$$

$$Q_{ODP}^C = Q_{ODP}^N \cdot C \quad (4.4.4)$$

$$Q_{ODP}^P = E_N \cdot \eta_{OL} \quad (4.4.5)$$

$$Q_{odp} = Q_{ODP}^N + Q_{ODP}^P \quad (4.4.6)$$

Gdzie:

E_N – zużycie określonego rodzaju energii napędowej w ramach sektora, ktoe

E_N^U – zużycie energii napędowej przez proces lub urządzenie, ktoe

Q_{ODP}^G – ciepło odpadowe zawarte w nośnikach gazowych, ktoe

Q_{ODP}^C – ciepło odpadowe zawarte w nośnikach ciekłych, ktoe

Q_{ODP}^N – ciepło odpadowe zawarte w nośnikach ciekłych i gazowych, ktoe

Q_{ODP}^P – ciepło odpadowe w postaci promieniowania cieplnego, ktoe

Q_{ODP} – całość ciepła odpadowego z procesu lub urządzenia, ktoe

Z punktu widzenia możliwości zagospodarowania ciepła odpadowego niezwykle istotnym parametrem jest temperatura, im wyższa tym wyższa jest jego jakość i może ono zostać wykorzystane w szerokim spektrum zastosowań takich jak: bezpośrednie wykorzystanie, produkcja chłodu i energii elektrycznej.

Związana z temperaturą jakość odpadowego nośnika ciepła może zostać określona za pomocą sprawności Carnota η_{Carnot} , reprezentującej maksymalną teoretyczną sprawność idealnego silnika cieplnego pracującego pomiędzy górnym i dolnym źródłem ciepła. Temperatura górnego źródła $T_{G\acute{o}rne}$ ciepła to temperatura nośnika ciepła, a dolnego $T_{D\acute{o}lne}$ to temperatura otoczenia (25°C). Wartość ta jest zazwyczaj znacznie wyższa w porównaniu do rzeczywistych urządzeń, jednak może posłużyć jako wskaźnik jakości ciepła odpadowego oraz teoretycznego potencjału jego odzysku do produkcji energii elektrycznej.

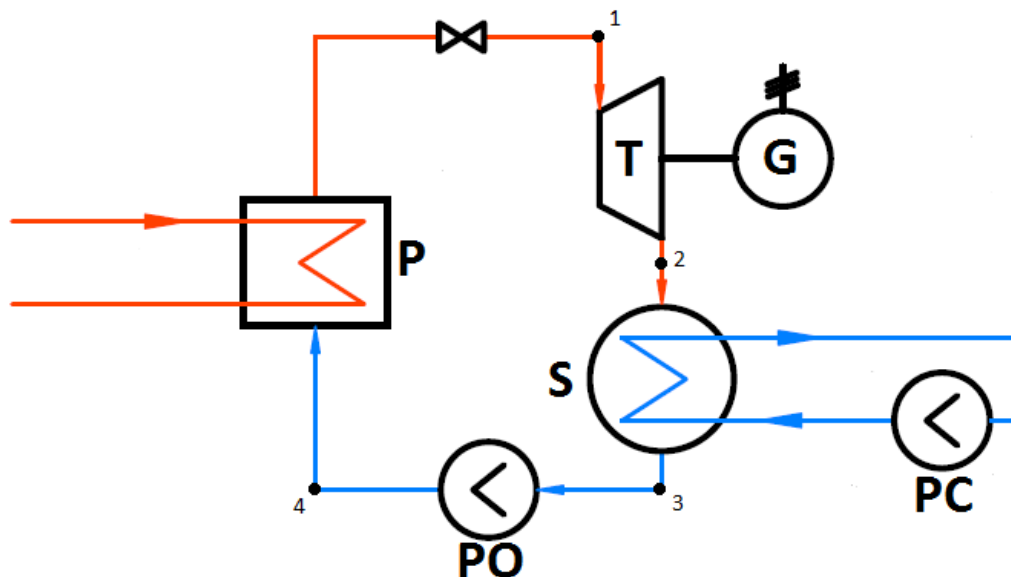
$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{D\acute{o}lne}}{T_{G\acute{o}rne}} \quad (4.4.7)$$

$$P_{Carnot} = \eta_{Carnot} \cdot Q_{odpG} \quad (4.4.8)$$

W niniejszej pracy przyjęto podział nośników ciepła ze względu na ich temperaturę na:

- Niskotemperaturowe ($<100^\circ\text{C}$)
- Średiotemperaturowe ($100-400^\circ\text{C}$)
- Wysokotemperaturowe (>400)

Wartość sprawność zbliżonej do rzeczywistych układów ORC można uzyskać poprzez symulację obiegu termodynamicznego dla zadanych parametrów źródła ciepła odpadowego. W niniejszej pracy do analizy przyjęto prostą strukturę układu ORC, optymalizując jego parametry ze względu na wytworzenie jak największej ilości energii elektrycznej.



Rysunek 4.2. Struktura technologiczna układu ORC przyjęta do analizy. P – wymiennik ciepła (parowacz), T – Turbina, PC – pompa wody chłodzącej, S – skraplacz, PO – pompa obiegowa

Dla wszystkich poziomów temperaturowych przyjęto sprawność turbiny na poziomie 80%, pompy obiegowej 40% i 60% dla pompy wody chłodzącej. W zależności od poziomu temperatury korygowano minimalną różnicę temperatur wymienników ciepła. Maksymalne ciśnienie w obiegu przyjęto na poziomie 15 bar.

Tab. 4.3 Założone minimalne różnice temperatur w parowaczu i skraplaczu w zależności od temperatury źródła ciepła odpadowego

Temperatura, °C	Minimalna różnica temperatur		Czynnik roboczy
	Parowacz	Skraplacz	
80	5,00	5,00	R1234ze(E)
85	5,00	5,00	R1234ze(E)
100	10,00	10,00	R1234ze(E)
150	20,00	20,00	Izopentan
200	40,00	20,00	Cyklopentan
300	50,00	20,00	Cyklopentan
360	50,00	20,00	Toluen
450	50,00	20,00	Toluen
650	50,00	20,00	Toluen
700	50,00	20,00	Toluen
1000	50,00	20,00	Toluen

Czynniki robocze zostały dobrane w zależności od poziomu temperatury, a uzyskane moce i sprawności są wartościami netto, uwzględniającymi potrzeby własne, w tym system chłodzenia z dedykowaną chłodnią wentylatorową. Wszystkie nośniki gazowe przyjęto jako spaliny, natomiast wszystkie nośniki ciekłe jako wodę.

Tab. 4.4 Molowy skład spalin przyjęty do analizy

Składnik	Udział, %
Dwutlenek węgla, (CO ₂)	8,90
Tlen, (O ₂)	6,06
Azot, (N ₂)	78,25
Woda, (H ₂ O)	6,78

Założono, że wszystkie nośniki można ochłodzić do minimalnej temperatury 60°C, co w przypadku założonego składu spalin zapobiega przed wykropleniem wody (temperatura punktu rosy 38,66°C). Dla każdego poziomu temperatur określono także współczynnik stopnia wykorzystania ciepła odpadowego w , stanowiącego stosunek strumienia ciepła odebranego \dot{Q}_{ORC} w parowaczu od źródła ciepła do jego całkowitego teoretycznego potencjału \dot{Q}_{ODP} . Wartości wskaźnika wykorzystania ciepła odpadowego oraz sprawności układu stanowią podstawę oszacowania ilości energii elektrycznej E_{ORC} jaką można wygenerować z wykorzystaniem technologii ORC w przemyśle.

$$w = \frac{\dot{Q}_{ORC}}{\dot{Q}_{ODP}} \quad (4.4.9)$$

$$\eta_{ORC} = \frac{N_{ORC}}{\dot{Q}_{ORC}} \quad (4.4.10)$$

$$E_{ORC} = w \cdot \eta_{ORC} \cdot Q_{ODP} \quad (4.4.11)$$

Wartość ta stała się podstawą do oszacowania wpływu odzysku ciepła odpadowego w celu generacji energii elektrycznej na środowisko naturalne.

Tab. 4.5. Wskaźniki emisji zanieczyszczeń dla produkcji energii elektrycznej opartej o procesy spalania w 2017 r. [43]

Substancja	Wskaźnik emisji, kg/MWh	Emisja, kg/rok
Dwutlenek węgla, CO ₂	814	121 511 320 958
Dwutlenek siarki, SO ₂	0,762	113 867 901
Tlenki azotu, NO _x	0,773	115 433 077
Tlenek węgla, CO	0,277	41 428 800
Pył całkowity	0,046	6 803 862

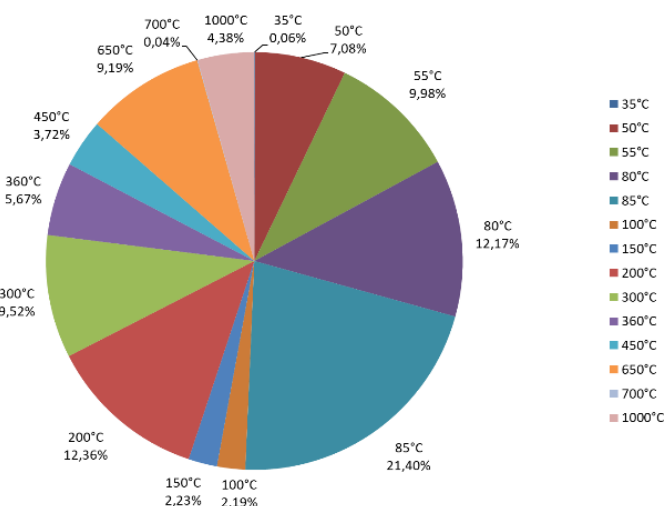
W celu określenia unikniętego w wyniku zagospodarowania ciepła odpadowego zużycia węgla kamiennego m wykorzystano dane GUS nt. zużycia węgla w elektrowniach zawodowych w 2017 r. (19 308 ktoe) [60] oraz produkcji energii elektrycznej w tym samym roku [61]. Na tej podstawie obliczono średnią sprawność η_{EW} wytwarzania energii elektrycznej w polskich elektrowniach węglowych wynoszącą 35,30%. W celu obliczenia ilości zaoszczędzonego węgla przyjęto wartość opałową LHV węgla kamiennego 21,24 MJ/kg [62]. Ponieważ w ofercie producentów komercyjnych układów ORC nie znaleziono jednostek zasilanych ciepłem odpadowym o temperaturze niższej niż 60°C [63], potencjał ciepła odpadowego o niższej temperaturze został wykluczony z niniejszej analizy.

$$E_{ORC} = \eta_{EW} \cdot m \cdot LHV \quad (4.4.12)$$

Zastosowana metodologia obliczania potencjału ciepła odpadowego przewiduje temperaturę gazowych nośników ciepła w zakresie od 100 do 1000°C, natomiast ciekłe w znacznie węższym od 35 do 85°C. Tona oleju ekwiwalentnego (toe) ma wartość opałową 48 969 GJ, ta z kolei wyznaczana jest względem temperatury i ciśnienia otoczenia 25°C i 101,325 kPa bez wykroplenia wody i parametry te również stanowią poziom odniesienia dla obliczanych wartości ciepła odpadowego.

Wyniki analizy

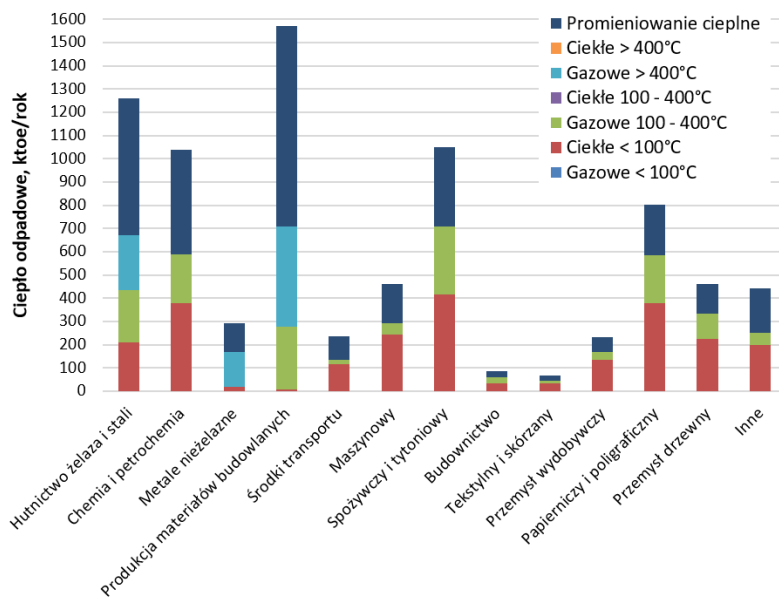
W 2017 r. polski przemysł wyemitował prawie 7990 ktoe ciepła odpadowego, co stanowi 48,46% energii doprowadzonej. Promieniowanie cieplne stanowiło 41,05% ogółu wygenerowanego ciepła odpadowego, a pozostała część to gazy (29,07%) i ciecze (29,88%). Ilość ciepła odpadowego odprowadzona do otoczenia przez ciekłe i gazowe nośniki ciepła jest liczbowo do siebie zbliżona (odpowiednio 2331,13 i 2378,72 ktoe), jednak znacząco różnią się one między sobą poziomem temperatury.



Rysunek 4.3. Udział nośników ciepła odpadowego w zależności od temperatury w ogóle ciepła

Ciecze dominują potencjał ciepła odpadowego poniżej 100°C, natomiast gazowe nośniki ciepła w przemyśle charakteryzują się temperaturami równymi i wyższymi niż 100°C.

Rozpatrując jedynie ciepło zawarte w ciekłych i gazowych nośnikach ciepła (4709,86 ktoe, 58,95% całości ciepła odpadowego) największym potencjałem do odzysku pod względem ilościowym cechują się nośniki ciepła o temperaturze 85°C, 21,40%, natomiast najmniejszym te o temperaturze 700°C (0,04%). Ciepło odpadowe o temperaturze do 60°C jest trudne do praktycznego zagospodarowania [56] i stanowi 17,12% ciepła odpadowego nośników oraz 33,78% ciepła odpadowego poniżej 100°C.



Rysunek 4.4. Potencjał ciepła odpadowego w zależności od sektora przemysłowego, poziomu temperatury i nośnika ciepła

Odnosząc się do przyjętego podziału ciepła odpadowego ze względu na poziom temperatury na wysoko-, średnio- i niskotemperaturowe, można zauważyć, że wszystkie trzy grupy występują w sektorach takich jak: hutnictwo żelaza i stali oraz produkcja materiałów budowlanych.

Wysokotemperaturowe (>400°C) nośniki ciepła występują tylko w energochłonnych sektorach przemysłu takich jak hutnictwo żelaza, stali i metali nieżelaznych oraz w produkcji materiałów budowlanych i stanowią 17,33% ciepła odpadowego gazów i cieczy.

Nośniki średnotemperaturowe (100-400°C) stanowią 31,98% ciepła odpadowego i występują niemal we wszystkich gałęziach przemysłu z wyjątkiem przemysłu metali nieżelaznych, natomiast nośniki niskotemperaturowe występują we wszystkich sektorach przemysłu i odpowiadają za 50,69% odpadowej energii termicznej. Udział niskotemperaturowego ciepła odpadowego w polskim przemyśle jest wyższy niż światowy, który wynosi 42% [53].

Niskotemperaturowe źródła ciepła to zazwyczaj ciecze takie jak gorąca woda czy oleje i występują w każdej gałęzi przemysłu. Z kolei źródła średnio i wysokotemperaturowe występują w postaci gorących gazów (cementownie, mleczarnie, rafinerie, cukrownie), pary odpadowej oraz promieniowania cieplnego (huty, walcownie) [32].

Całościowo największa ilość ciepła odpadowego przypada na produkcję materiałów budowlanych, a więc zakłady takie jak cementownie, huty szkła czy cegielnie. Należy jednak zaznaczyć, że 54,88% tego ciepła występuje w postaci promieniowania cieplnego i energia odpadowa w tej postaci może się okazać z technicznego i eksploatacyjnego punktu widzenia trudna do zagospodarowania. Występuje tutaj także najmniejsza ilość energii zawartej w niskotemperaturowych nośnikach ciepła. Pod względem energii odpadowej niesionej przez gazy i ciecze, sektor ten jest porównywalny do hutnictwa żelaza i stali, zakładów chemicznych i petrochemicznych, a także sektora spożywczego i tytoniowego.

W hutach szkła spaliny z regeneratorów pieców szklarskich mogą cechować się nawet temperaturą od 350 do 500°C oraz strumieniem 300 do 1500 m³_n/h, a ciepło może być także odzyskiwane z spalin z wanien szklarskich oraz z ich chłodzenia. Natomiast w cementowniach nośniki ciepła odpadowego to przede wszystkim spaliny z pieca obrotowego (350°C) oraz powietrze z chłodnika klinkieru (150-200°C) [1,3].

Hutnictwo żelaza i stali cechuje się najbardziej zróżnicowaną strukturą występującego ciepła odpadowego z 16,65% nośników niskotemperaturowych, 17,98% nośników gazowych

o temperaturach od 100-400°C oraz 18,52% powyżej 400°C, a pozostała część energii odpadowej w sektorze to promieniowanie cieplne. W hutach oprócz odpadowej energii termicznej występują także strumienie odpadowej energii chemicznej (gaz konwertorowy, gaz wielkopiecowy) oraz ciśnieniowej (nadmiarowe ciśnienie gazu wielkopiecowego), które nie zostały wyszczególnione w niniejszej analizie. Źródłami odpadowych ciekłych i gazowych nośników energii termicznej na hutach żelaza i stali mogą być spaliny z taśm spiekalniczych (również powietrze chłodzące spiek), walcowni, regeneratorów pieców martenowskich, nagrzewnic wielkopiecowych, czy regeneratorów pieców martenowskich, gazy poprocesowe z wielkich pieców (450°C), pieców łukowych (1000°C), szybowych, a także różnego rodzaju pętle chłodzenia powietrznego, wodnego i wyparkowego, elementów konstrukcyjnych pieców jak i gazów poprocesowych przed instalacjami oczyszczania [1,53].

W przemyśle chemicznym i petrochemicznym wyraźnie dominują ciekłe nośniki ciepła o temperaturze poniżej 100°C (36,59% ciepła odpadowego występującego w sektorze). Udział nośników średnotemperaturowych wynosi 20,06% potencjału ciepła odpadowego. W sektorze tym źródła ciepła odpadowego cechują się zazwyczaj niską temperaturą, dużym rozproszeniem oraz ograniczona przestrzenią do zainstalowania urządzeń odzysku ciepła co utrudnia jego wykorzystanie. Do występujących w tym sektorze nośników energii odpadowej można zaliczyć: gazy palne z procesów petrochemicznych (rafinacji, krakingu, reformingu), spaliny z pieców i instalacji technologicznych, niskoprężną parę wodną i opary, a także kondensat technologiczny [1].

W przemyśle nawozów azotowych nośnikami energii odpadowej są palne gazy odpadowe czy podgrzany gaz syntezowy. W zakładach farmaceutycznych, tworzyw sztucznych, farb, chemii nieorganicznej (np. kwasu siarkowego) i gospodarczej zagadnienie wykorzystania ciepła odpadowego praktycznie nie występuje. W produkcji gumy nośnikiem ciepła jest zazwyczaj niskotemperaturowa para nasycona i kondensat technologiczny [1].

Sektor spożywczy i tytoniowy odpowiada za 13,12% ciepła odpadowego w przemyśle i podobnie jak przemysł chemiczny i petrochemiczny jest zdominowany przez niskotemperaturowe ciekłe nośniki ciepła odpadowego (39,70% ciepła odpadowego w tym sektorze).

W przemyśle spożywczym energia odpadowa może pochodzić z procesów pasteryzacji, sterylizacji (cieczki 40-80°C), destylacji, gotowania i pieczenia (spaliny 150-250°C), oziębiania (woda ok. 60°C), zagęszczania i mycia [1,56]. Duże ilości energii odpadowej występują w cukrowniach, gdzie w procesie produkcyjnym wykorzystuje się gorącą wodę w dyfuzorach oraz niskociśnieniową parę stosowaną w saturatorach, warnikach i podgrzewaczach [1,56]. W sektorze tym źródłami ciepła odpadowego mogą być także procesy suszenia (do 160°C) i separacji [56].

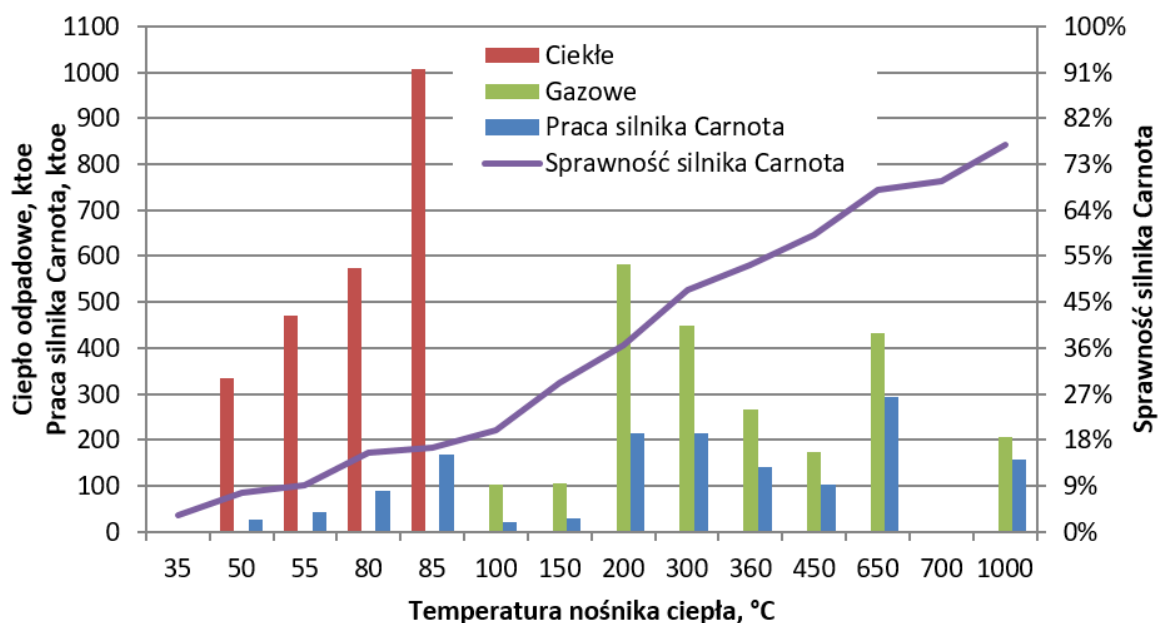
Znaczący jest także udział ciepła w przemyśle papierniczym i poligraficznym, gdzie nośnikami energii odpadowej są: opary uzyskiwane przy suszeniu papieru w cylindrach suszących maszyn papierniczych, opary powstałe w trakcie warzenia celulozy w warniku czy też palne zagęszczone ługi powarzelne [1].

W różnych sektorach przemysłu źródło ciepła odpadowego stanowią również maszyny takie jak sprężarki, silniki elektryczne czy spalinowe [53,55]. Warto zaznaczyć, że nawet w nowoczesnych i dobrze zarządzanych i zoptymalizowanych procesach przemysłowych mogą występować strumienie ciepła odpadowego. Wynika to z praw fizyki oraz warunków realizacji poszczególnych procesów produkcyjnych [55].

Tab. 4.6 Wskaźniki ciepła odpadowego w zależności od sektora i poziomu temperatury w odniesieniu do zużycia energii

Sektor przemysłu	Wskaźnik emisji ciepła odpadowego	Gazowe i ciekłe				Promieniowanie cieplne
		< 100°C	100 - 400°C	> 400°C	Suma	
Hutnictwo żelaza i stali	47,06%	7,84%	8,46%	8,71%	25,01%	22,05%
Chemia i petrochemia	38,73%	14,17%	7,77%	0,00%	21,94%	16,79%
Metale nieżelazne	59,14%	3,78%	0,00%	30,62%	34,39%	24,75%
Produkcja materiałów budowlanych	51,65%	0,29%	8,79%	14,23%	23,30%	28,35%
Środki transportu	54,57%	26,61%	4,94%	0,00%	31,55%	23,02%
Maszynowy	59,33%	31,14%	6,37%	0,00%	37,51%	21,82%
Spożywczy i tytoniowy	50,60%	20,09%	14,20%	0,00%	34,29%	16,32%
Budownictwo	56,16%	21,27%	17,47%	0,00%	38,74%	17,42%
Tekstylny i skórzany	55,28%	27,21%	8,14%	0,00%	35,35%	19,93%
Przemysł wydobywczy	53,67%	31,50%	7,08%	0,00%	38,58%	15,08%
Papierniczy i poligraficzny	45,67%	21,47%	11,88%	0,00%	33,35%	12,33%
Przemysł drzewny	43,89%	21,33%	10,44%	0,00%	31,77%	12,12%
Inne	54,27%	24,10%	6,71%	0,00%	30,81%	23,46%
Ogółem dla przemysłu	48,46%	14,48%	9,13%	4,95%	28,56%	19,89%

W tabeli 4.6 podano oszacowany udział energii odpadowej w stosunku do całości doprowadzonej energii napędowej dla procesów i urządzeń występujących w poszczególnych gałęziach przemysłu z rozbiem na promieniowanie cieplne, nośniki ciepła z rozbiem na poziomy temperatur oraz sumarycznie dla poszczególnych sektorów oraz dla przemysłu jako całości. Uzyskane wyniki dobrze korespondują z wynikami globalnej analizy przeprowadzonej przez [53], gdzie ciepło tracone z nośnikami ciekłymi i gazowymi oszacowano na 30%, a ciepło tracone na drodze promieniowania na 21%, podczas gdy w niniejszej analizie wynoszą one odpowiednio 28,56% oraz 19,89%.



Rysunek 4.5. Ciepło odpadowe, praca i sprawność silnika Carnota w zależności od poziomu temperatury

Potencjał produkcji energii elektrycznej w układach ORC

Ciepło odpadowe występujące w nośnikach ciekłych w zależności od temperatury może zostać przetworzone w idealnym silniku cieplnym ze sprawnością od 3,25% do 16,75%, co przekłada się na 326,98 ktoe pracy użytecznej i stanowi 13,70% ciepła odpadowego w nich zawartego. Dla gazowych nośników ciepła wartości te są znacznie wyższe. Sprawność silnika Carnota wynosi od 20,10% do 76,58%, co pozwala na wytworzenie 1179 ktoe pracy użytecznej, co stanowi 50,77% ciepła odpadowego zawartego w gazach. Ogółem z całego ciepła odpadowego zawartego w gazach i cieczach można uzyskać 1506,11 ktoe pracy użytecznej, z czego 78,29% przypada na nośniki gazowe. Ze wszystkich założonych poziomów temperatur największym udziałem w pracy Carnota charakteryzują się nośniki o temperaturze 650°C (14,95%), stanowiące 9,19% ciepła odpadowego nośników, podczas gdy mające największy w nim udział (21,40%) nośniki o temperaturze 85°C odpowiadają za 5,92% ogółu uzyskanej pracy.

Tab. 4.7 Potencjał produkcji energii elektrycznej w układach ORC w zależności od poziomu temperatur źródła ciepła odpadowego

Temperatura, °C	Czynnik	w, %	η_{ORC} , %	E_{el}		N_{el} , kW
				ktoe	GWh	
80	R1234ze(E)	34,42	4,41	6,39	74,29	8 480,92
85	R1234ze(E)	41,48	4,58	20,43	237,56	27 118,91
100	R1234ze(E)	56,76	4,38	2,56	29,77	3 398,31
150	Izopentan	46,99	5,10	2,52	29,28	3 342,23
200	Cyklopentan	43,33	8,37	13,62	158,39	18 080,69
300	Cyklopentan	55,51	13,76	22,18	257,98	29 450,18
360	Toluen	68,43	16,64	30,43	353,90	40 400,04
450	Toluen	82,07	18,84	27,10	315,21	35 982,59
650	Toluen	88,17	18,96	72,33	841,21	96 028,81
700	Toluen	89,12	18,99	0,34	3,96	452,01
1000	Toluen	92,73	19,18	36,72	427,03	48 747,17
Suma				234,62	2 728,58	311 481,87

W rzeczywistości jednak ilość możliwej do wygenerowania energii elektrycznej jest znacznie mniejsza i wynosi 234,62 ktoe, co odpowiada 1,82% wyprodukowanej w Polsce w 2017 r. energii elektrycznej. Przekłada się to na potencjał zainstalowania jednostek ORC o sumarycznej mocy ponad 311 MW, podczas gdy w 2018 r. na świecie łączna moc zainstalowana układów ORC do odzysku ciepła odpadowego z przemysłu wynosiła 451,37 MW w ramach 303 projektów (w tym 23 w trakcie realizacji), wykorzystujące 1130 pojedynczych jednostek 26 producentów o mocach od poniżej 1 kW do kilkunastu MW [64].

Zastąpienie energii elektrycznej wygenerowanej w oparciu o spalanie paliw kopalnych, energią wygenerowaną w układach ORC wykorzystujących ciepło odpadowe wiąże się z zmniejszeniem ich zużycia, a co za tym idzie emisji zanieczyszczeń do otoczenia.

Tab. 4.8 Uniknięta emisja zanieczyszczeń poprzez zastąpienie produkcji energii elektrycznej w instalacjach spalania układami ORC wykorzystującymi ciepło odpadowe

Substancja	Emisja w 2017, kg	Uniknięta emisja, kg	Redukcja emisji, %
CO ₂	121 511 320 958	2 221 065 048	1,83
SO ₂	113 867 901	2 079 179	1,83
NO _x	115 433 077	2 109 193	1,83
CO	41 428 800	755 817	1,82
Pył całkowity	6 803 862	125 515	1,84

W przypadku węgla kamiennego potencjalna redukcja jego zużycia to 664,64 ktoe, czyli 1 310 tys. ton, co stanowi 3,44% węgla zużytego w 2017 r. przez elektrownie zawodowe opalane tym paliwem.

5. Prototypowe jednostki ORC Marani

Podstawowe doświadczenia w zakresie budowy modułowych siłowni ORC ciepłem odpadowym, w tym potrzebne do realizacji niniejszej pracy, zdobyto realizując 3 projekty badawczo-rozwojowe, których celem było opracowanie własnej oferty rynkowej w zakresie tego typu produktów.

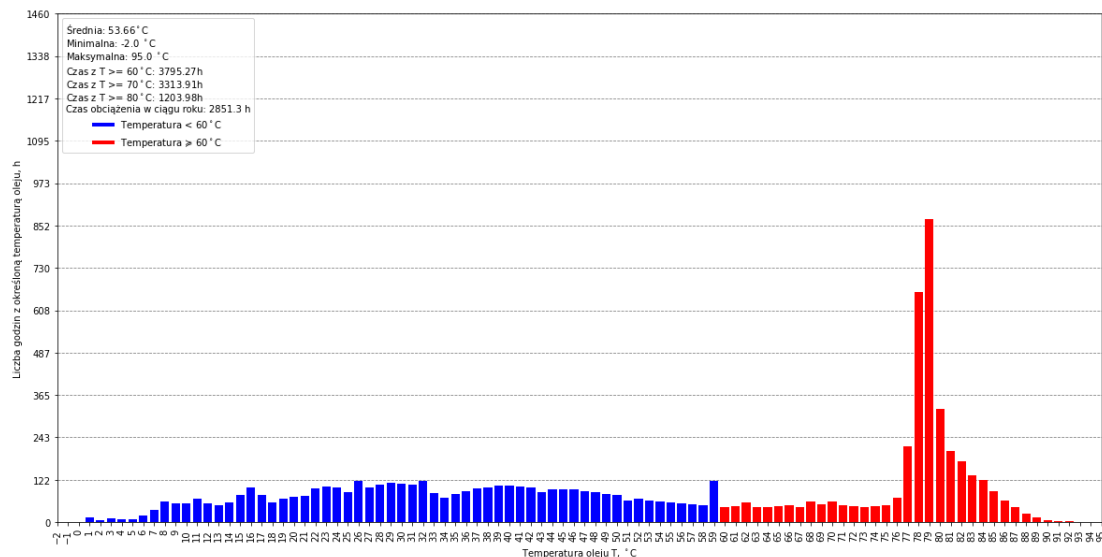
Podstawowym obszarem działalności Marani Sp. z o. o. jest budowa stacji uzdatniania i sprężania powietrza [65]. Produkcja sprężonego powietrza jest procesem energochłonnym generującym duże koszty dla operatora. Jest to także proces cechujący się stosunkowo niską sprawnością energetyczną, gdzie 80-90% [66] zużywanej energii napędowej ostatecznie zostaje odprowadzone do otoczenia stanowiąc ciepło odpadowe.

W przypadku sprężarek elektrycznych jest to ciepło pochodzące głównie z oleju smarującego i chłodzącego robocze elementy urządzenia, o temperaturze ok. 80-100°C (Rysunek 5.1) na wejściu do chłodnicy. Wykorzystywane urządzenia to najczęściej jedno- i wielostopniowe sprężarki śrubowe zasilane energią elektryczną, choć wykorzystywane są także silniki gazowe do bezpośredniego napędu sprężarek. Ogółem firma posiada ponad 1000 jednostek sprężarek śrubowych o mocy jednostkowej od 22 do 315 kW_{el} o sumarycznej mocy ponad 55 MW_{el}, zainstalowanych w ponad 200 różnych przedsiębiorstwach [67]. Szacowany potencjał teoretyczny ciepła odpadowego w obiektach Marani może wynosić nawet 50 MW [68], a jego usuwanie generuje dla firmy dodatkowy koszt. W niektórych przypadkach ciepło to jest wykorzystywane jako ciepło użytkowe, jednak jest to w większości potencjał niezagospodarowany.

Zainteresowanie klientów zwiększeniem efektywności energetycznej swojej działalności, wstępne rozpoznanie występujących na ich obiektach źródeł ciepła odpadowego, niebędących urządzeniami Marani oraz wewnętrzne analizy własnych urządzeń i sprężarkowni, skłoniły firmę do poszukiwania alternatywnych metod jego zagospodarowania w tym technologii ORC,

której zastosowanie mogłoby się przyczynić do zwiększenia konkurencyjności, opracowania i wdrożenia nowego produktu, obniżenia śladu węglowego oraz wykreowania wizerunku przedsiębiorstwa realizującego zasady zrównoważonego rozwoju.

Bezpośrednią pochodną opisanych powyżej okoliczności było rozpoczęcie prac koncepcyjnych, a następnie projektowych mających na celu opracowanie typoszeregu jednostek ORC nadających się do zastosowania w wykorzystywanych sprężarkach oraz do zagospodarowania źródeł ciepła odpadowego rozpoznanych u dotychczasowych oraz potencjalnych klientów.



Rysunek 5.1. Przykładowy rozkład temperatury oleju na wejściu do chłodnicy w ciągu roku dla sprężarki Marani DS 250/H. Zgodnie z instrukcją obsługi [69] powinna mieścić się w zakresie 60-90°C. Maksymalna dopuszczalna temperatura na wejściu do oleju to 105°C – po jej przekroczeniu następuje odcięcie zasilania.

Obecnie realizowane są trzy projekty prototypowych jednostek ORC, mając stanowić podstawę do późniejszej komercjalizacji technologii ORC do odzysku ciepła odpadowego na Polskim rynku, na którym jak dotychczas nie zarejestrowano wdrożenia komercyjnych instalacji tego typu.

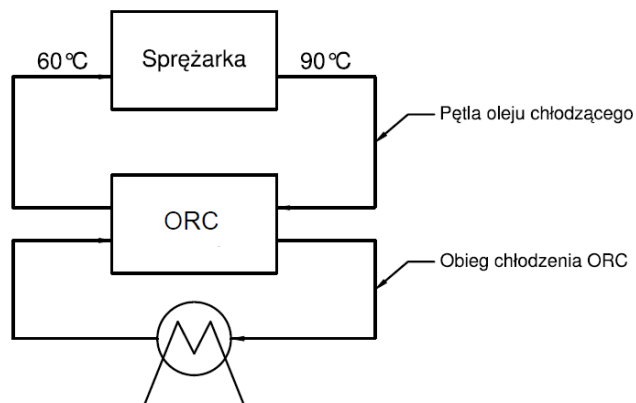
Opisane w dalszej części pracy prototypy powstały przy współpracy z Instytutem Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego w Gdańsku, który pierwotnie odpowiadał za prace koncepcyjne, w tym optymalizację termodynamiczną, wybór docelowych rozwiązań technicznych oraz szczegółowy projekt turbiny. Wśród wymagań postawionych przez Marani oprócz perspektywy opłacalności ekonomicznej znalazło się także wymaganie opracowania jak najbardziej kompaktowych konstrukcji, których aplikacja byłaby możliwa nawet przy ograniczonej przestrzeni dostępnej w zakładach przemysłowych oraz minimalizacja czynności serwisowych.

Wymagania te doprowadziły do sformułowania założenia wykorzystania w obecnych i przyszłych projektach suchych czynników roboczych (brak erozji łopatek turbiny) oraz hermetycznych, zintegrowanych z generatorami wysokoobrotowych turbin, z łożyskami smarowanymi czynnikiem roboczym. Wysokoobrotowe turbiny charakteryzują się mniejszymi rozmiarami, umożliwiając bardziej zwartą konstrukcję. Zastosowanie hermetycznej konstrukcji, łożysk smarowanych ciekłym czynnikiem roboczym, pozwoliłoby na uniknięcie jego zanieczyszczenia, minimalizację ubytków oraz czynności serwisowych. Do wad tego rozwiązania można zaliczyć konieczność stosowania falowników dla turbin o niestandardowej prędkości obrotowej. Obecnie dla każdego z prototypów dokonano indywidualnego projektu turbiny.

Założenia te mają stanowić cechy wyróżniające jednostki Marani spośród innych dostępnych na rynku układów ORC oraz stosowanych w nich rozwiązań technicznych.

5.1. Prototyp Marani ORC10

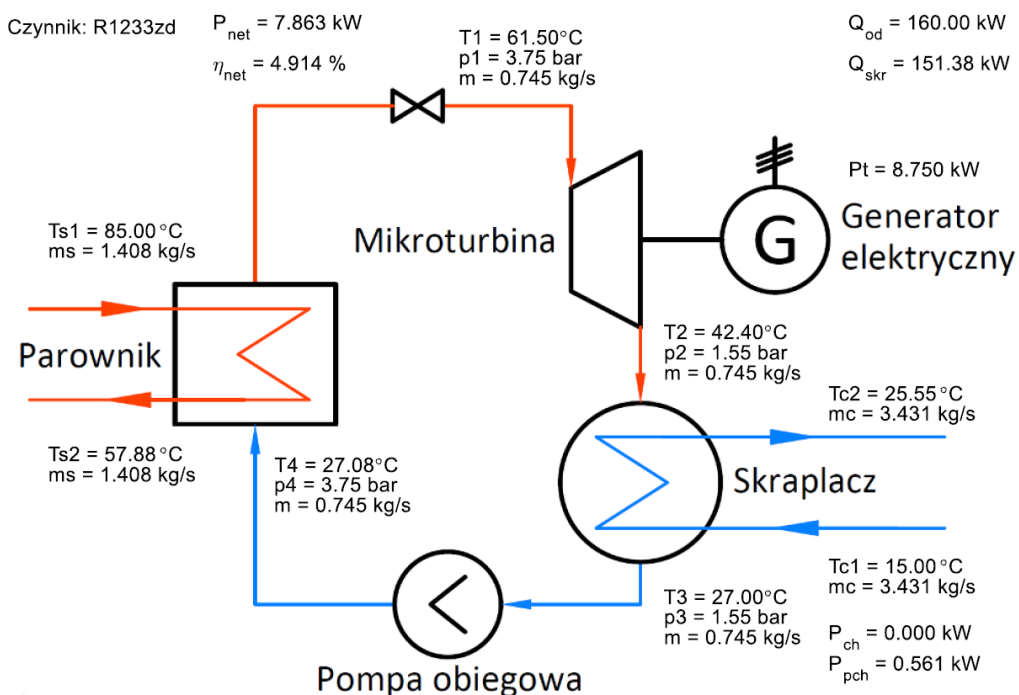
Urządzenie jest dedykowane odzyskowi ciepła z nośników o stosunkowo niskiej temperaturze, zaczynającej się na poziomie 80°C i pierwotnie zostało zaprojektowane do zagospodarowania ciepła odpadowego z chłodnicy oleju sprężarki [70].



Rysunek 5.2. Poglądowy schemat pierwotnej koncepcji zastosowania układów ORC do eksploatowanych sprężarek [71].

W wyniku optymalizacji określono prostą strukturę technologiczną bez regeneratora, wykorzystującą płytowe wymienniki ciepła.

Na czynnik roboczy wytypowano czynnik chłodniczy R1233zd(E), który jest niepalny (klasa A1 oraz cechuje się niewielkim wpływem na środowisko ($GWP = 1$, $ODP = 0$)) [72]. Projektowy strumień ciepła przekazywanego w parowniku wynosi 160 kW_t – bezpośrednio w oleju lub pośrednio za pomocą pętli wodnej, kumulującej ciepło z więcej niż jednego urządzenia. Projektowa temperatura na wlocie to 85°C.



Rysunek 5.3. Wyniki optymalizacji układu Marani ORC przeprowadzonych przez IMP i stanowiących punkt wyjściowy do dalszych prac.

Dla układu zaprojektowano 1-stopniową wysokoobrotową impulsową turbinę osiową, która została zintegrowana z generatorem. Nominalne parametry turbogenerators zostały podane w tabeli 5.1.

Tab. 5.1. Zestawienie podstawowych parametrów technicznych turbogenerators ORC10.

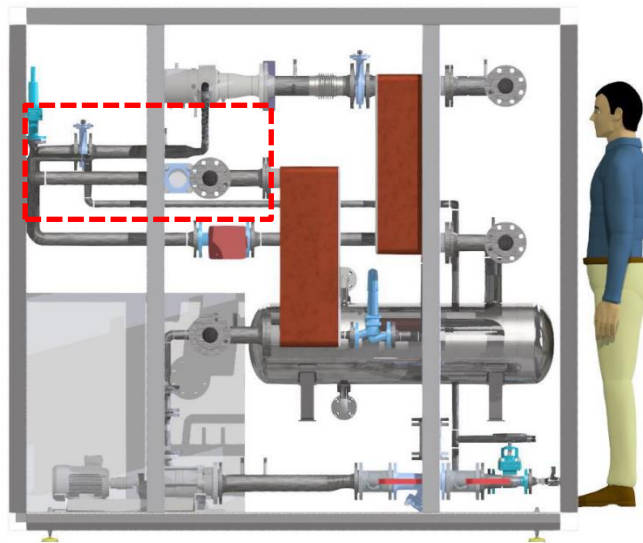
LP	Nazwa parametru	Wartość	Jednostka
1	Nominalna prędkość obrotowa wirnika	24 000	RPM
2	Maksymalna prędkość obrotowa wirnika	-	RPM
3	Nominalna moc elektryczna	10	kW
4	Czynnik roboczy	R1233zd	-
5	Ciśnienie pary na wlocie	3,75	bar(a)
6	Ciśnienie pary na wylocie	1,55	bar(a)
7	Temperatura pary na wlocie	61,5	°C
8	Temperatura pary na wylocie	42,4	°C
9	Nominalne masowe natężenie przepływu	0,745	kg/s
10	Stosunek objętości właściwej wlot/wylot	2,418	-



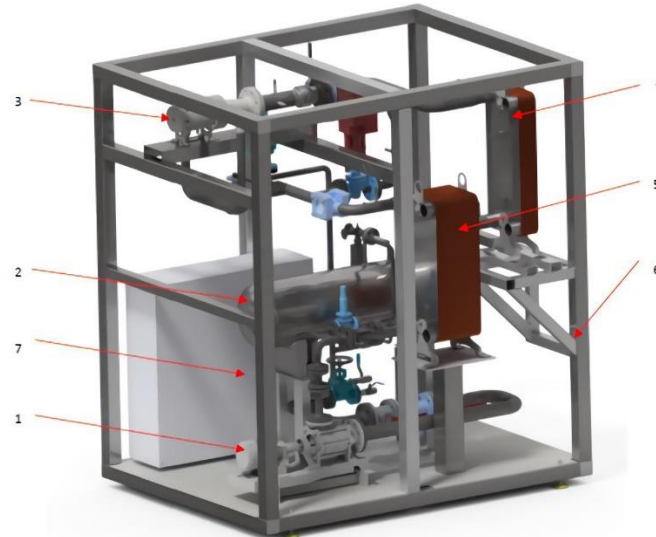
Rysunek 5.4. Kierownica i wirnik turbiny Marani ORC10 oraz ich rozmiar w porównaniu do dłoni. Liczba łopatek kierownicy: 20; Liczba łopatek wirnika: 35



Rysunek 5.5. Turbina zamontowana w prototypie Marani ORC10 w trakcie testów wewnętrzzakładowych



Rysunek 5.6. Wizualizacja prototypu Marani ORC10 - rozmiar układu w porównaniu do człowieka. Na czerwono zaznaczona turbina.



Rysunek 5.7. Główne komponenty prototypu Marani ORC10.

1 - pompa, 2 - zbiornik czynnika roboczego, 3 - turbina, 4 - skraplacz, 5 - parownik, 6 - rama, 7 - szafa elektryczna

Prototyp został zmontowany w hali Marani w Zabrze. Turbina została wykonana w odpowiednio wyposażonym oddziale Marani w Kielcach, a przed montażem została przetestowana na sprężonym powietrzu. Przed zamontowaniem na zakładzie przemysłowym prototyp został poddany badaniom wewnątrzzakładowym, a następnie został przetransportowany do Gdańska, gdzie rozpoczęły się testy w warunkach przemysłowych na stoczni CRIST. Materiał z wdrożenia jest dostępny na kanale Marani w serwisie YouTube [73].



Rysunek 5.8. Układ ORC w trakcie testów przemysłowych na terenie stoczni CRIST. Ciepło przekazywane jest od dwóch sprężarek Marani DS200/H o mocy elektrycznej 200 kW za pośrednictwem wody.

W trakcie badań wewnętrznych osiągnięto moc elektryczną netto na poziomie 6,8 kW, a podczas testów przemysłowych 6,0 kW. Spadek mocy spowodowany był mniejszym strumieniem ciepła odpadowego, przekazywanego za pośrednictwem pośredniczącej pętli wodnej oraz niższą temperaturą nośnika ciepła odpadowego na wlocie do parownika - 74°C zamiast 85°C. Zgodnie z projektem nominalna moc układu miała wynosić ponad 8 kW

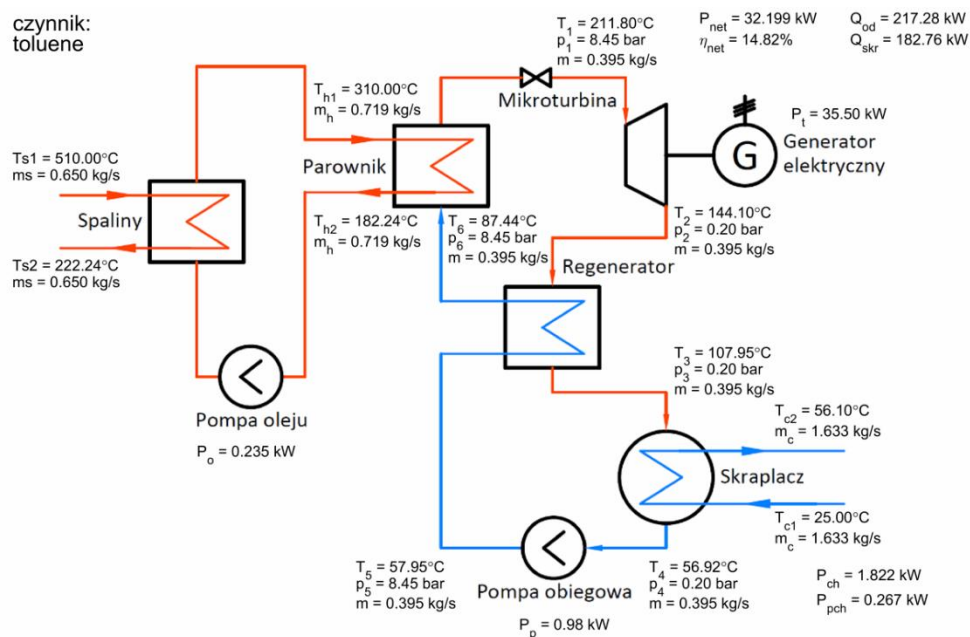
przy sprawności netto na poziomie 5%. Wartość ta nie uwzględnia zapotrzebowania na energię dedykowanych systemów chłodzenia i jest przeznaczona do współpracy z już istniejącymi w zakładach przemysłowych obiegów chłodzących. Obecnie prowadzone są prace nad automatyzacją urządzenia do całkowicie autonomicznej pracy bez konieczności nadzoru oraz optymalizacja konstrukcji w celu zyskania bardziej zwartej i kompaktowej budowy.

5.2. Prototyp Marani ORC30

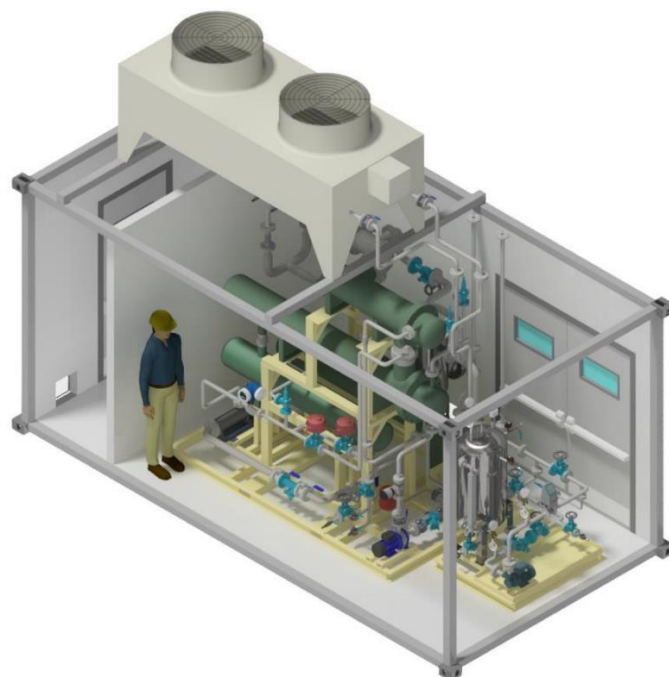
Prace na drugim prototypem rozpoczęto równolegle z pierwszym. O ile pierwszy prototyp był przemyślany pod kątem zagospodarowania ciepła odpadowego o bardzo niskich parametrach termicznych (poniżej lub w okolicach 100°C), możliwym do masowego zastosowania ze sprężarkami Marani jak i innych producentów, o tyle budowa drugiego prototypu miała na celu pozyskanie know-how w zakresie budowy układów przeznaczonych do wykorzystania nośników ciepła odpadowego o wyższej temperaturze, zawartego w spalinach i innych gazach po procesowych występujących w przemyśle.

W tym celu rozpoczęto analizy zastosowania układu ORC dla jednego z silników gazowych napędzających mechanicznie sprężarki operowane przez Marani na kopalniach Bielszowice i Halemba. Dokonano inspekcji obu obiektów określając parametry spalin, będące podstawą do prac analitycznych oraz projektowych, które określono na poziomie 510°C oraz 0,65 kg/s.

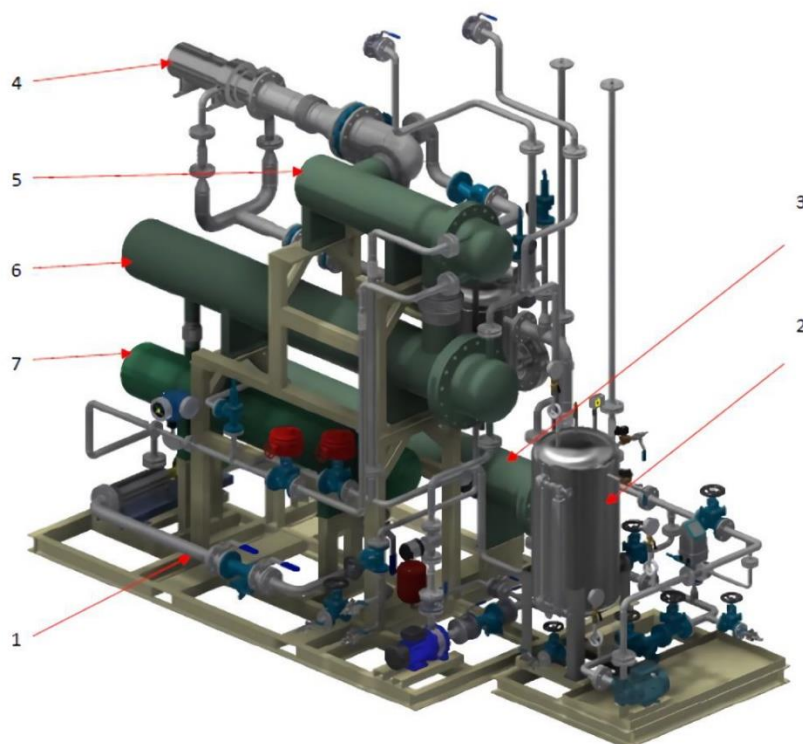
W wyniku prac wyłoniono do realizacji układ wykorzystujący pętlę pośredniczącą z olejem termalnym Therminol66, toluenem jako czynnikiem roboczym oraz wykorzystującym regeneracyjny wymiennik ciepła umieszczony na wylocie turbiny, przed skraplaczem, podgrzewający ciekły czynnik roboczy na wejściu do parownika. Zaprojektowano 1-stopniową wysokoobrotową (40 000 RPM) turbinę osiową. W układzie zdecydowano się na wykorzystanie płaszczowo rurowych wymienników ciepła, a sam układ został pomyślany jako jednostka kontenerowa. Od samego początku układ był przewidziany do zastosowania dedykowanej chłodni wentylatorowej, której zapotrzebowanie na energię zostało uwzględnione w analizach wyboru wariantu konstrukcyjnego.



Rysunek 5.9. Docelowy wariant przeznaczony do realizacji



Rysunek 5.10. Wizualizacja prototypu na etapie projektu



Rysunek 5.11. Kluczowe komponenty układu Marani ORC30

1 –pompa czynnika roboczego, 2 –pętla olejowa, 3 –parownik, 4 –turbina, 5 –regenerator, 6 –skraplacz, 8 –zbiornik czynnika roboczego

Zbudowana jednostka przeszła pierwsze testy i jest planowana do trwałego wdrożenia do współpracy z silnikiem gazowym na terenie kopalni Halemba. Osiągnięta moc wyniosła 30 kW_{el} , a sprawność netto $13,31\%$. Obecnie jednostka jest udoskonalana pod kątem systemów automatyki w celu umożliwienia w pełni autonomicznej pracy bez konieczności bieżącego nadzoru ze strony personelu technicznego.



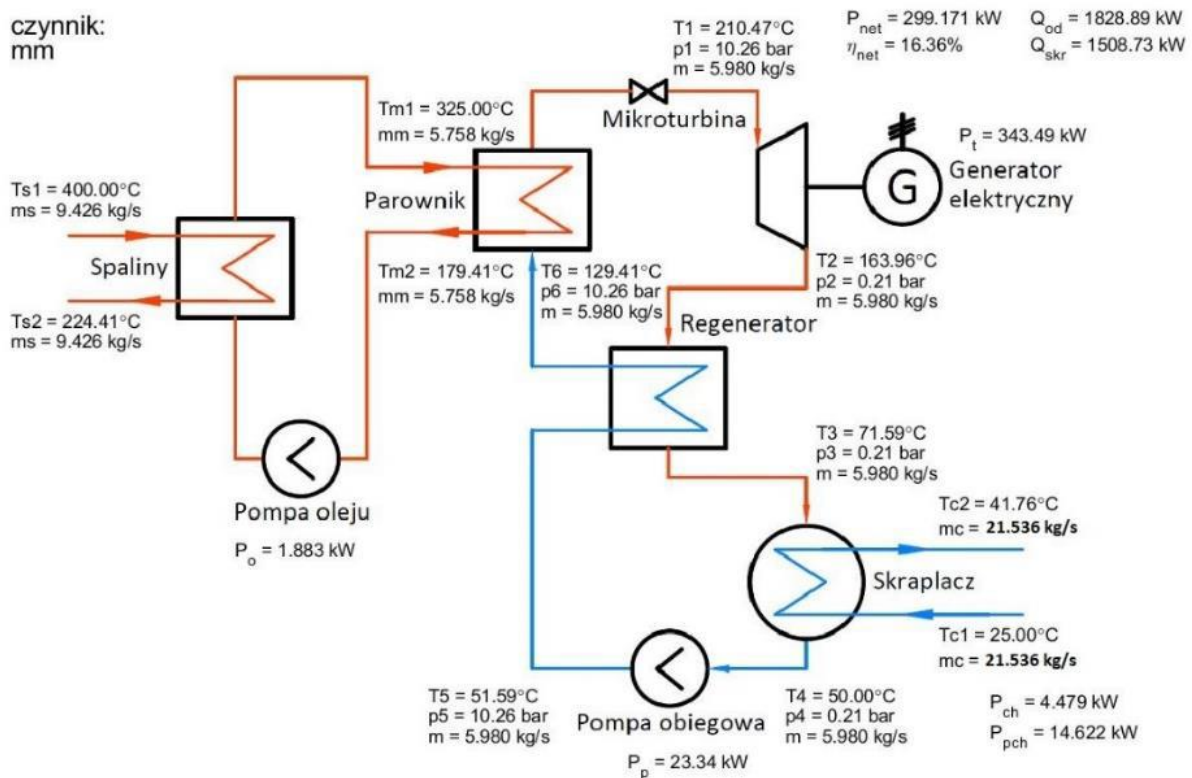
Rysunek 5.12. Prototyp Marani ORC30 w docelowej lokalizacji pracy. Aplikacja dla silnika o mocy mechanicznej 393 kW.

Ze względu na wysoką standaryzację typoszeregów silników gazowych, jednostka ta przedstawia sobą potencjał wdrożenia dla każdego silnika o zbliżonej mocy mechanicznej lub elektrycznej. Jednostka ta wpisuje się w dominujący wśród producentów oraz odbiorców technologii ORC trend aplikowania tej technologii do ustandaryzowanych typoszeregów silników i turbin gazowych.

5.3. Prototyp Marani ORC300

W ramach rozwoju planowanego typoszeregu Marani pozyskało dane od obecnych i potencjalnych klientów o występujących na ich obiektach źródłach ciepła odpadowego, nie będących częścią infrastruktury sprężarkowni Marani. W wyniku tych prac zidentyfikowano w Zakładach Chemicznych w Rudnikach, obok Częstochowy źródło ciepła odpadowego jakim jest wanna szklarska, a nośnikiem ciepła odpadowego spaliny gazu ziemnego o temperaturze 400°C oraz natężeniu przepływu 9,46 kg/s. Po zapoznaniu się z proponowaną przez Marani koncepcją zagospodarowania ciepła i korzyściami energetycznymi na jakie by przyniosła implementacja technologii ORC, zakład podjął współpracę w celu realizacji projektu.

Przystąpiono do prac analitycznych oraz projektowych. Na ich podstawie wytypowano układ o strukturze technologicznej takiej samej jak w przypadku prototypu ORC30, jednak z olejem silikonowym MM jako czynnikiem roboczym.



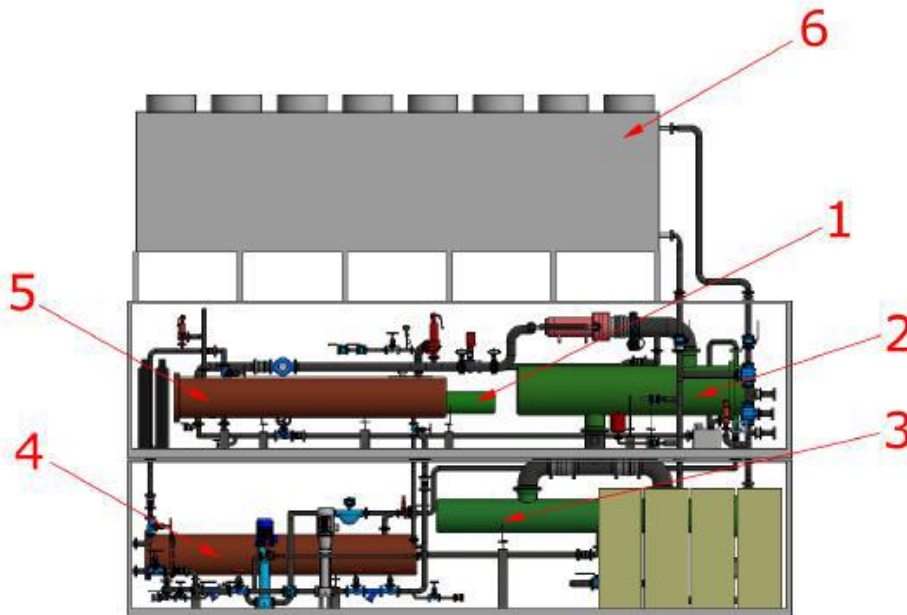
Rysunek 5.13. Docelowy wariant prototypu Marani ORC300 wybrany do realizacji

Podobnie jak w przypadku prototypów Marani ORC10 i ORC30 dla układu została indywidualnie zaprojektowana 1-stopniowa, osiowa i wysokoobrotowa (14 500 RPM) turbina akcyjna.

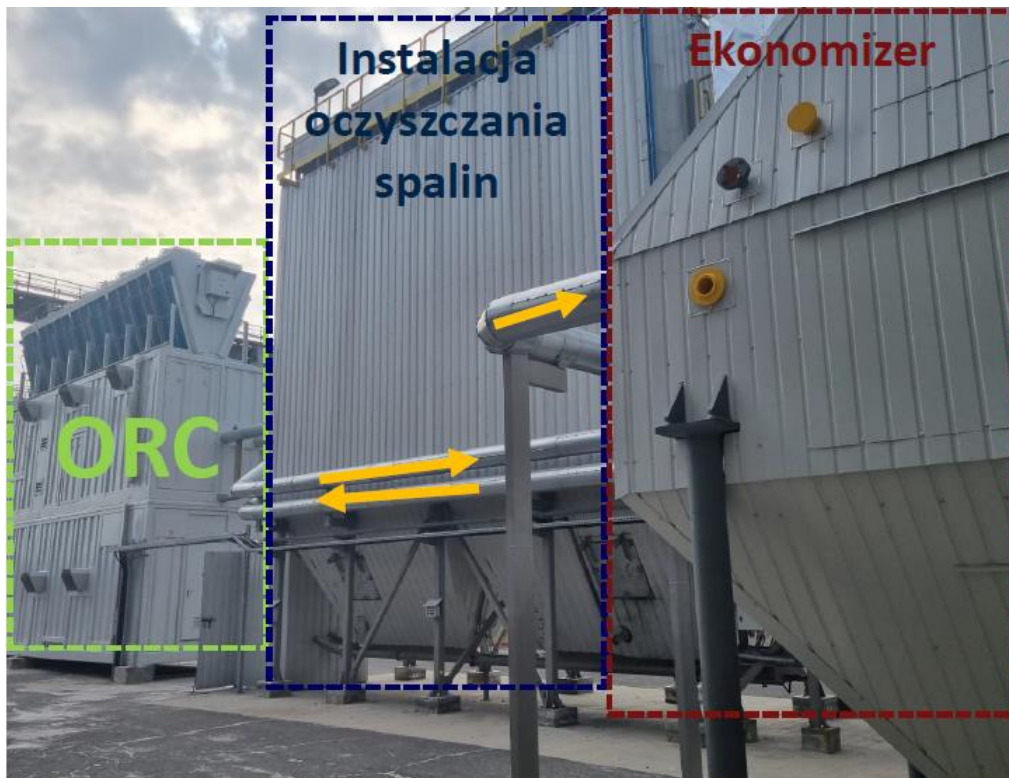


Rysunek 5.14. Zmontowana turbina dla układu ORC300 przed testami na sprężonym powietrzu

Prototyp został skonstruowany, przetransportowany w miejsce docelowej pracy i trwają prace nad jego uruchomieniem i przetestowaniem do końca roku 2022. Rozmiary, konstrukcję oraz lokalizację układu na zakładzie przedstawiono na rysunkach 2.15 i 2.16.



Rysunek 5.15. Rozmieszczenie głównych komponentów w kontenerach układu ORC300.
 1 – parownik, 2 – regenerator, 3 – skraplacz, 4 – zbiornik czynnika roboczego,
 5 – zbiornik oleju termalnego, 6 – chłodnia wentylatorowa, 7 – turbina
 wysokość bez chłodni : 9 m, szerokość: 3 m, długość: 13 m



Rysunek 5.16. Lokalizacja ORC300 na zakładzie przemysłowym. Gabaryty jednostki zostały dopasowane do ograniczonej przestrzeni na zakładzie.

5.4. Wkład własny Autora w prace nad prototypami ORC i ich powiązanie z rozprawą doktorską

Niniejsza praca jest powiązana z opracowywaniem i wdrożeniem prototypowych jednostek ORC Marani. Wkład Autora w poszczególne projekty obejmował zarówno działania związane z budową poszczególnych prototypów na podstawie przekazanej dokumentacji jak również w rozwój projektów aplikacyjnych w docelowych miejscach instalacji. Szczególnie doświadczenia zdobyte na etapie projektów aplikacyjnych miały wpływ na opracowywane w ramach niniejszej pracy narzędzia obliczeniowe, zarówno w zakresie ich funkcjonalności jak i zbioru generowanych wyników.

W trakcie budowy wszystkich trzech prototypów na każdym etapie projektu uczestniczono w dialogu technicznym z podwykonawcami, dostawcami komponentów i usług inżynierskich. Przygotowywano specyfikacje techniczne do procedur przetargowych oraz prowadzono badania rynku dostawców komponentów.

Szczegółowy zakres prac realizowanych w ramach projektów ORC10, ORC30 oraz ORC300 przedstawiał się następująco:

- Przygotowanie (lub udział w przygotowaniu) 81 przetargów w Bazie Konkurencyjności na większość komponentów układów (wymyenniki ciepła, armatura, konstrukcja stalowa, kontener, chłodnia wentylatorowa, pomp czynnika roboczych, pompa próżniowa, itd.).
- Budowa bazy danych dostawców oraz bazy danych kosztowych komponentów.
- Nadzór i udział w procesie okablowania jednostek, służącego do zasilania, sterowania oraz odbioru sygnałów z aparatury pomiarowej.
- Dobór przewodów, złączek, trójników oraz filtrów do instalacji pneumatycznego sterowania zaworami oraz nadzór nad ich montażem.
- Wsparcie pracowników Marani w trakcie montażu instalacji ORC10 oraz ORC30 pod kątem analizy dokumentacji projektowej oraz rozwiązywania bieżących problemów.
- Ocena zgodności schematów technologicznych ze dokumentacjami wykonawczą oraz ocena zgodności i jakości montażu prototypowych jednostek.
- Czynny udział w próbnym rozruchu układu ORC30 na ternie kopalni Halemba.
- Współpraca z partnerami przemysłowymi w zakresie rozwoju projektów aplikacyjnych. Między innymi aktywny udział w poszukiwaniu źródła ciepła o parametrach umożliwiających zbudowanie jednostki ORC300.
- Opracowanie narzędzi obliczeniowych wspomagających rozwój projektów aplikacyjnych (główny obszar działalności autora).
- Prowadzenie obliczeń weryfikacyjnych w zakresie przydatności źródła ciepła odpadowego, określających dostępny strumień ciepła oraz możliwą do wygenerowania w układzie ORC moc elektryczną w zależności od przyjętego scenariusza, struktury technologicznej oraz czynnika roboczego.
- Opracowanie ankiety dla źródeł ciepła odpadowego wraz z instrukcją wypełniania.
- Udział w próbnym rozruchu jednostki ORC300 na terenie Zakładów Chemicznych Rudniki, identyfikacji problemów technicznych oraz w próbach ich rozwiązania.

Wszystkie prace były realizowane we współpracy z podwykonawcą części prac merytorycznych jakim był Instytut Maszyn Przepływowych w Gdańsku oraz z pozostałymi pracownikami Marani zaangażowanymi na różnych etapach realizacji projektów.

6. Model matematyczny dla wyznaczenia nominalnych parametrów układów ORC

Ze względu na różnorodność źródeł ciepła odpadowego, zarówno w aspekcie występujących nośników, temperatur oraz strumieni, jak i zmienności tych parametrów w czasie opracowano ogólny model pozwalający na optymalny dobór parametrów układów ORC indywidualnie dla danego źródła ciepła.

Model ten w zależności od posiadanych informacji na temat potencjalnych komponentów układów ORC może być kalibrowany z wykorzystaniem charakterystyk rzeczywistych urządzeń takich jak pompy, turbina czy wymienniki ciepła zamiast sztywnych arbitralnych założeń lub korelacji i danych literaturowych w celu zwiększenia prawdopodobieństwa zgodności obliczeń teoretycznych z nominalnymi parametrami zbudowanych układów ORC.

Aby przeprowadzić analizę niezbędne jest wprowadzenie danych nośnika ciepła odpadowego. Zwykle są to następujące dane:

- T_{nc} – temperatura nośnika ciepła, °C
- \dot{m}_{nc} – strumień nośnika ciepła odpadowego, kg/s
- p_{nc} – ciśnienie nośnika, kPa(a)
- rodzaj nośnika – olej, woda, spaliny lub inne nośniki.
- skład chemiczny – (zwykle w przypadku mieszanin gazów jak spaliny gaz konwektorowy, żeliwiakowy, powietrze z chłodzenia klinkieru).

Dla wielu nośników (woda, oleje termalne, węglowodory i inne substancje chemiczne) właściwości termodynamiczne można pozyskać z bibliotek takich jak CoolProp czy Refprop. Jeżeli jest to substancja dostępna w obrocie handlowym (np. olej smarne), dane można pozyskać z kart charakterystyk, zwracając się do producenta lub nawet zlecając badania mające na celu ich wyznaczenie.

Gdy niezbędne do analizy parametry nośnika są znane, można przejść do przyjęcia warunków brzegowych. W przyjętym modelu są to:

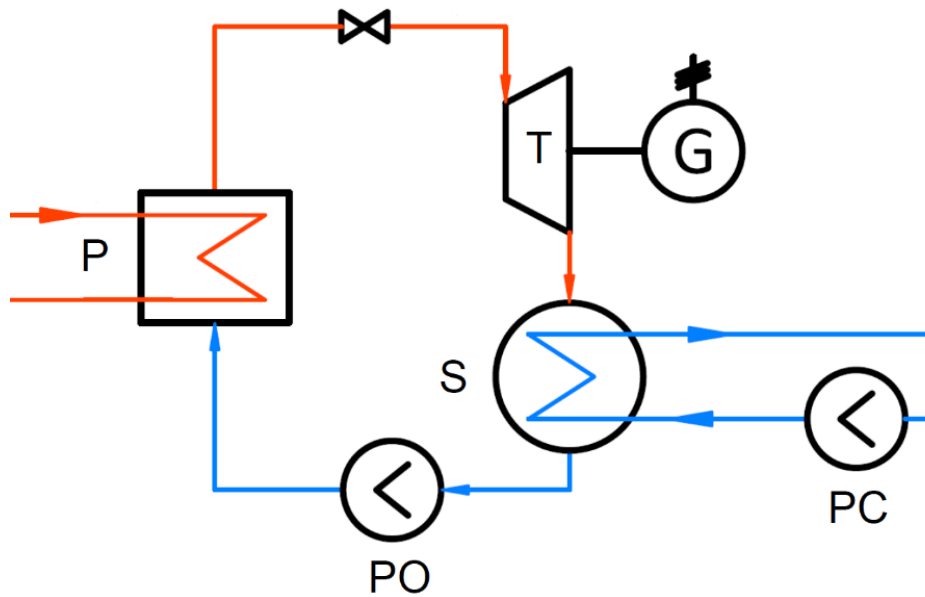
- $T_{nc,min}$ – minimalna temperatura nośnika ciepła odpadowego, °C
- p_{max} – maksymalne ciśnienie na wlocie do turbiny, kPa(a)

Temperatura na wylocie z wymiennika ORC (ekonomizera lub parownika) może podlegać ograniczeniu. W przypadku spalin może to być temperatura punktu rosy, wyliczana na podstawie ich składu i ciśnienia lub jak w przypadku silników gazowych może być podana w dokumentacji techniczno-ruchowej na wyższym niż wynikało by z obliczeń poziomie często w zakresie 120-130°C.

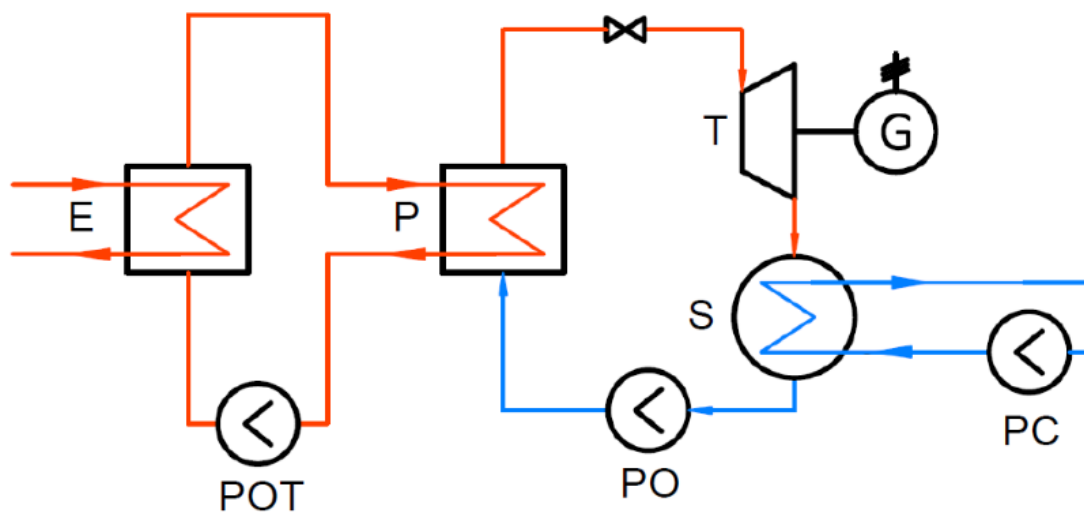
Innym przykładem pochodzącym z działalności Marani, jest minimalna temperatura oleju smarującego kierowanego do roboczych elementów sprężarki ze zbiornika oleju i/lub chłodnicy, która poza momentem rozruchu, nie powinna być niższa niż 60°C. Ograniczenie to jest prawdziwe także przy odzysku ciepła z sprężarki do celów grzewczych.

Ograniczenia dotyczące minimalnej temperatury nośnika za układem ORC mogą być bardzo różnorodne i wynikające z indywidualnej specyfiki konkretnych procesów i urządzeń oraz powinny zostać zidentyfikowane przed przystąpieniem do prac analitycznych i projektowych.

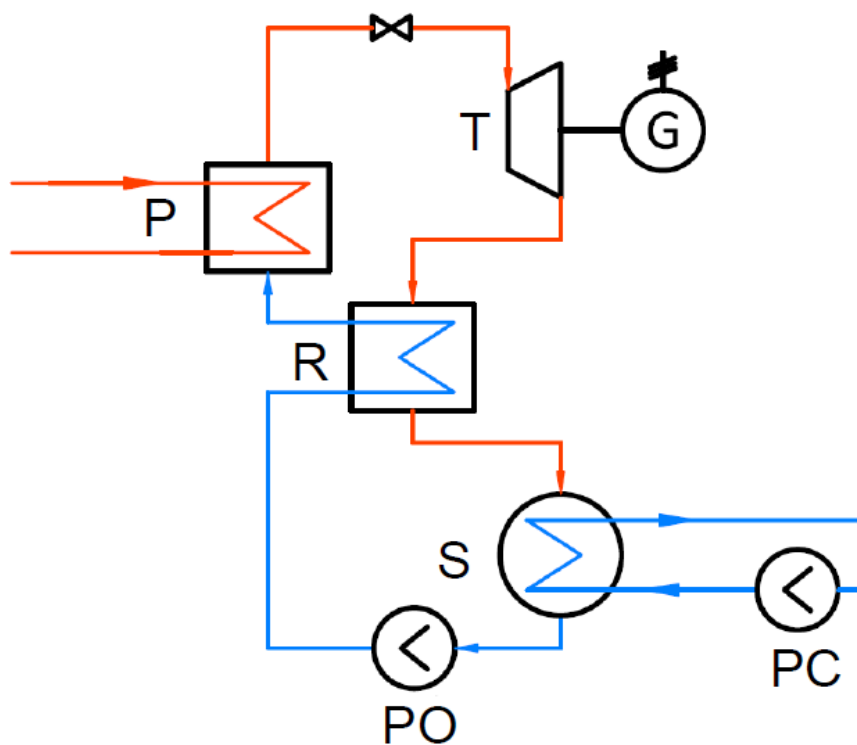
W przyjętym modelu możliwa jest analiza dla czterech predefiniowanych struktur technologicznych przedstawionych na rysunkach 4.1-4.4, choć możliwe jest dodawanie kolejnych i modyfikowanie predefiniowanych. Wybór struktury pociąga za sobą szereg konsekwencji. Do najistotniejszych należą osiągnięta moc, sprawność oraz koszty układu



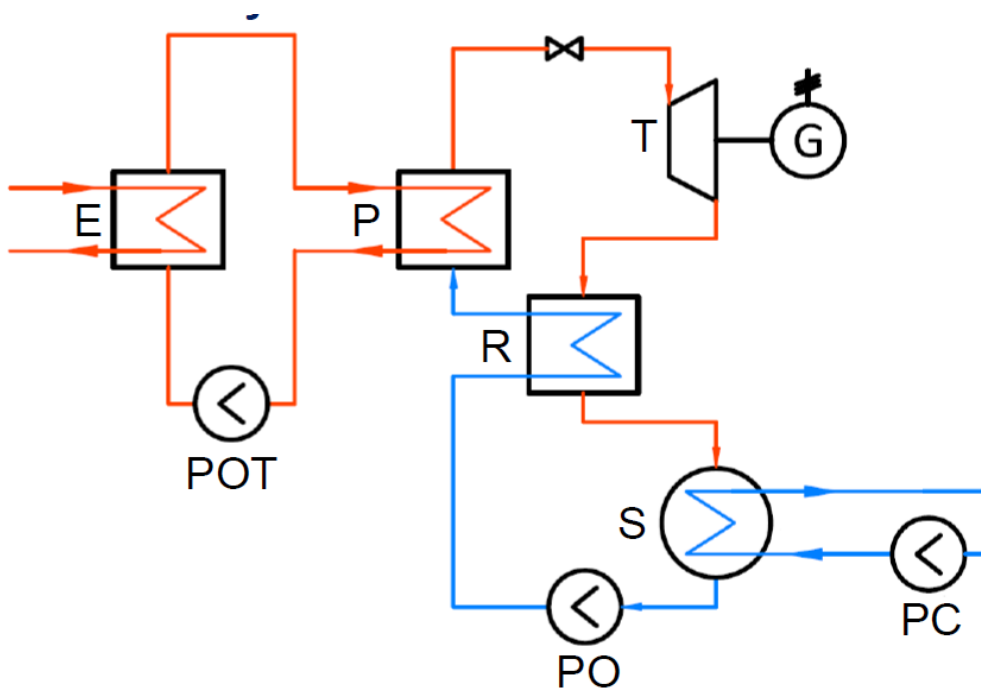
Rysunek 6.1. Struktura technologiczna 1 realizująca prosty obieg Rankine'a organicznego czynnika roboczego i bezpośredni odzysk ciepła z nośnika ciepła odpadowego



Rysunek 6.2. Struktura technologiczna 2 realizująca prosty obieg Rankine'a czynnika roboczego i odzysk ciepła z nośnika ciepła odpadowego przy użyciu pośredniego nośnika ciepła



Rysunek 6.3. Struktura technologiczna 3 realizująca obieg Rankine'a czynnika roboczego z regeneracją ciepła



Rysunek 6.4. Struktura technologiczna 4 realizująca obieg Rankine'a z regeneracją ciepła i wykorzystująca pośredni nośnik ciepła odpadowego

Oznaczenia na rysunkach 6.1-6.4 oznaczają: E – ekonomizer, P – parownik, T – turbina, G – generator, R – regenerator, S – skraplacz, PC – pompa chłodziwa, PO – pompa obiegowa czynnika roboczego, POT – pompa obiegowa pętli olejowej.

Pętla olejowa pośrednicząca w wymianie ciepła pomiędzy źródłem ciepła odpadowego, a modulem ORC, zabezpiecza czynnik roboczy przed przegrzaniem oraz może stanowić akumulator ciepła. Zwiększa ona także bezpieczeństwo eksploatacji poprzez oddzielenie

potencjalnie palnego czynnika roboczego od nośnika ciepła odpadowego. Poprawia stabilność termiczną układu, jednak może skutkować zmniejszeniem sprawności oraz generowanej mocy przez układy ORC wykorzystujące obieg pośredniczący w wymianie ciepła.

Regeneracja ciepła zwiększa sprawność układu, zmniejsza obciążenie cieplne systemu chłodzenia, jednak stanowi dodatkowy element konstrukcji jednostki ORC, który stanowi dodatkowy koszt, podnosi poziom jego skomplikowania oraz utrudnia automatyzację. Regeneracja ciepła w obiegu powoduje również mniejszy stopień wychłodzenia nośnika ciepła odpadowego (stopień odzysku ciepła), co jest spowodowane wyższą temperaturą czynnika organicznego na wlocie do parownika P.

Aby wykonać obliczenia niezbędne jest przyjęcie szeregu założeń konstrukcyjnych dotyczących parametrów poszczególnych komponentów, takich jak:

- $\eta_i^{TURBINE}$ – sprawność wewnętrzna turbiny, -
- $\eta_{i,cr}^{PUMP}$ – sprawność wewnętrzna pompy czynnika roboczego, -
- $\eta_{i,o}^{PUMP}$ – sprawność wewnętrzna pompy oleju termalnego, -
- $\eta_{i,c}^{PUMP}$ – sprawność wewnętrzna pompy chłodziwa, -
- ΔT_{min}^{ECO} – minimalna dopuszczalna różnica temperatur w ekonomizerze, °C
- ΔT_{min}^{EVAP} – minimalna dopuszczalna różnica temperatur w parowniku, °C
- ΔT_{min}^{REG} – minimalna dopuszczalna różnica temperatur w regeneratorze, °C
- ΔT_{min}^{COND} – minimalna dopuszczalna różnica temperatur w skraplaczu, °C
- $T_{o,in}^{EVAP}$ – projektowa temperatura gorącego oleju na wejściu do parownika, °C
- $T_{c,in}^{COND}$ – projektowa temperatura chłodziwa na wejściu do skraplacza, °C
- ΔT_{SUP} – przegrzew czynnika roboczego na wlocie do turbiny, °C
- ΔT_{SUB} – przechłodzenie czynnika roboczego na wylocie ze skraplacza, °C
- $T_{condensation,min}$ – minimalna temperatura skraplania w skraplaczu, °C
- p_{min} – minimalne ciśnienie w skraplaczu/układzie, kPa(a)
- p_o – ciśnienie w pętli olejowej, kPa(a)
- p_c – ciśnienie w pętli chłodzenia, kPa(a)
- ΔH_o^{PUMP} – wysokość podnoszenia pompy oleju, m
- ΔH_c^{PUMP} – wysokość podnoszenia pompy chłodziwa, m
- $T_{c,in}^{COND}$ – temperatura chłodziwa na wejściu do skraplacza, °C

Mając kompletny zestaw danych wejściowych dla modelu można przejść procedury wyboru optymalnego rozwiązania.

6.1. Procedura optymalizacji

Zadanie optymalizacyjne polega na doborze najkorzystniejszych ze względu na przyjęte kryterium jakości (funkcję celu): struktury obiegu, czynnika roboczego oraz parametrów termodynamicznych. Dla testowanych rozwiązań próbnych w zakresie czynnika i struktury

optymalizacja odbywa się poprzez poszukiwanie optymalnego ciśnienia na wlocie do turbiny $p_{working\ fluid,in}^{TURBINE}$ zapewniającego najwyższą wartość założonej funkcji celu.

Jako funkcję celu (kryterium jakości) można przyjmować różne parametry techniczne układu jak również parametry ekonomiczne czy wskaźniki ekologiczne. Jest to uzależnione od preferencji inwestora i projektanta oraz od otoczenia prawnego, ekonomicznego i społecznego projektu. W niniejszej pracy brano pod uwagę następujące funkcje celu:

a) Maksymalizacja mocy elektrycznej z danego źródła ciepła odpadowego:

$$N_{netto} \rightarrow max \quad (6.1.1)$$

b) Maksymalizacja sprawności wytwarzania energii z danego źródła ciepła odpadowego:

$$\eta_{ORC} \rightarrow max \quad (6.1.2)$$

c) Minimalizacja okresu zwrotu:

$$DPB \rightarrow min \quad (6.1.3)$$

Podkreślić należy, że pracy jest brana pod uwagę jedynie optymalizacja jednokryterialna. Nie są prowadzone rozważania związane z wyborem rozwiązania kompromisowego, t.j. spełniającego w określonym stopniu jednocześnie więcej niż jedno kryterium. Zagadnienia optymalizacji wielokryterialnej były przedmiotem prac [43, 44, 45]. W niniejszej pracy, z uwagi na jej aplikacyjny charakter i funkcjonalność narzędzia obliczeniowego w zakresie wspomagania decyzji w warunkach przemysłowych, pod uwagę wzięto typowe kryteria decyzyjne stosowane w projektach związanych z odzyskiem ciepła odpadowego.

Poszukiwanie odbywa się w zakresie od p_{min} do p_{max} . Proces wymiany ciepła w wymiennikach założono jako izobaryczny. Dla każdego z testowanych ciśnień zmiennymi są:

- Temperatura nośnika ciepła odpadowego na wylocie z ekonomizera $T_{nc,out}^{ECO}$ lub parownika $T_{nc,out}^{EVAP}$
- Temperatura oleju na wlocie do ekonomizera $T_{o,in}^{ECO}$
- Temperatura chłodziwa na wylocie skraplacza $T_{c,out}^{COND}$

Wartości te są iterowane w taki sposób, aby zapewnić jednoczesne spełnienie minimalnych różnic temperatur ΔT_{min}^{ECO} , ΔT_{min}^{EVAP} , ΔT_{min}^{COND} zadanych w danych wejściowych odpowiednio dla ekonomizera, parownika i skraplacza.

Procedura rozpoczyna się od weryfikacji czy dla danego czynnika spełnione są kryteria minimalnego ciśnienia i temperatury skraplania:

$$p_{cr,out}^{COND} = p_{min} \quad (6.1.4)$$

$$T_{condensation} = f(p_{cr,out}^{COND}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.5)$$

$$T_{cr,out}^{COND} = T_{condensation} \quad (6.1.6)$$

Jeżeli $T_{condensation} < T_{condensation,min}$, wówczas następuje podniesienie ciśnienia p_{min} do momentu, w którym $T_{condensation} = T_{condensation,min}$. Na tej podstawie można obliczyć temperaturę czynnika roboczego na wylocie ze skraplacza:

$$T_{cr,out}^{COND} = T_{condensation} - \Delta T_{SUB} \quad (6.1.7)$$

Następnie obliczana jest temperatura parowania $T_{evaporation}$ oraz temperatury na wlocie do turbiny $T_{in}^{TURBINE}$ przy $p_{in}^{TURBINE}$.

$$T_{evaporation} = f(p_{in}^{TURBINE}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.8)$$

$$T_{in}^{TURBINE} = T_{evaporation} + \Delta T_{SUP} \quad (6.1.9)$$

$$h_{in}^{TURBINE} = f(T_{in}^{TURBINE}, p_{in}^{TURBINE}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.10)$$

$$s_{in}^{TURBINE} = f(T_{in}^{TURBINE}, p_{in}^{TURBINE}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.11)$$

Na podstawie znajomości parametrów na wlocie do turbiny możliwe jest obliczenie parametrów za turbiną. Możliwe są tutaj trzy metody postępowania:

1. Sprawność turbiny jest założona jako stała;
2. Sprawność turbiny jest oszacowywana na podstawie korelacji literaturowych;
3. Charakterystyka turbiny jest znana.

W tym miejscu przedstawiona zostanie procedura gdy wartość sprawności turbiny jest znana (a więc przypadki 1 i 3 - procedura oszacowywania sprawności turbiny indywidualnie do przypadku zostanie szczegółowo przedstawiona w następnym podrozdziale). Parametry czynnika roboczego za turbiną są obliczane w następujący sposób:

$$s_{out,s}^{TURBINE} = s_{in}^{TURBINE} \quad (6.1.12)$$

$$p_{out}^{TURBINE} = p_{cr,out}^{COND} \quad (6.1.13)$$

$$h_{out,s}^{TURBINE} = f(s_{out,s}^{TURBINE}, p_{out}^{TURBINE}) \quad (6.1.14)$$

$$h_{out}^{TURBINE} = h_{in}^{TURBINE} - \eta_i^{TURBINE} \cdot (h_{in}^{TURBINE} - h_{out,s}^{TURBINE}) \quad (6.1.15)$$

$$T_{out}^{TURBINE} = f(h_{out}^{TURBINE}, p_{cr,out}^{COND}) \quad (6.1.16)$$

W zależności od przyjętej struktury technologicznej czynnik opuszczający turbinę jest kierowany do regeneratora lub skraplacza. Jeżeli struktura technologiczna to 3 lub 4, wówczas czynnik roboczy z turbiny kierowany jest do regeneratora.

$$h_{hot\ cr,in}^{REG} = h_{out}^{TURBINE} \quad (6.1.17)$$

$$T_{hot\ cr,in}^{REG} = T_{out}^{TURBINE} \quad (6.1.18)$$

$$p_{hot\ cr,in}^{REG} = p_{hot\ cr,out}^{REG} = p_{out}^{TURBINE} \quad (6.1.19)$$

$$p_{cold\ cr,in}^{REG} = p_{cold\ cr,out}^{REG} = p_{in}^{TURBINE} \quad (6.1.20)$$

Do obliczenia temperatury podgrzanego ciekłego czynnika roboczego oraz temperatury ochłodzonej pary opuszczających regeneratorek, niezbędna jest znajomość temperatury ciekłego czynnika roboczego na wlocie do regeneratora po zimnej stronie, którą z kolei można obliczyć na podstawie temperatury na wylocie ze skraplacza

$$h_{cr,out}^{COND} = f(T_{cr,out}^{COND}, p_{cr,out}^{COND}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.21)$$

$$s_{cr,out}^{COND} = f(T_{cr,out}^{COND}, p_{cr,out}^{COND}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.22)$$

$$T_{in}^{MP} = T_{cr,out}^{COND} \quad (6.1.23)$$

$$p_{in}^{MP} = p_{cr,out}^{COND} \quad (6.1.24)$$

$$h_{in}^{MP} = h_{cr,out}^{COND} \quad (6.1.25)$$

$$s_{in}^{MP} = s_{cr,out}^{COND} \quad (6.1.26)$$

$$s_{ous,s}^{MP} = s_{in}^{MP} \quad (6.1.27)$$

$$p_{out}^{MP} = p_{in}^{TURBINE} \quad (6.1.28)$$

$$h_{out,s}^{MP} = f(s_{ous,s}^{MP}, p_{out}^{MP}) \quad (6.1.29)$$

$$h_{out}^{MP} = h_{in}^{MP} + \frac{h_{out,s}^{MP} - h_{in}^{MP}}{\eta_{i,cr}^{PUMP}} \quad (6.1.30)$$

$$T_{out}^{MP} = f(h_{out}^{MP}, p_{out}^{MP}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.31)$$

$$T_{cold\ cr,in}^{REG} = T_{cr,out}^{MP} \quad (6.1.32)$$

$$h_{cold\ cr,in}^{REG} = h_{cr,out}^{MP} \quad (6.1.33)$$

Temperatura pary na wylocie z regeneratora po gorącej stronie jest obliczana, przy założeniu, że minimalna różnica temperatur występuje po jego zimnej stronie, a więc:

$$h_{cr,out}^{COND} = f(T_{cr,out}^{COND}, p_{cr,out}^{COND}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.34)$$

$$h_{hot\ cr,out}^{REG} = f(T_{hot\ cr,out}^{REG}, p_{hot\ cr,out}^{REG}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.35)$$

Daje to znajomość temperatur na wlotach i wylotach regeneratora, ale także znajomość parametrów czynnika roboczego na wlocie i wylocie ze skraplacza oraz parownika.

$$T_{cr}^{COND,in} = T_{hot\ cr}^{REG,out} \quad (6.1.36)$$

$$p_{cr}^{COND,in} = p_{hot\ cr}^{REG,out} \quad (6.1.37)$$

$$h_{cr}^{COND,in} = h_{hot\ cr}^{REG,out} \quad (6.1.38)$$

$$T_{cr}^{EVAP,in} = T_{cold\ cr,out}^{REG} \quad (6.1.39)$$

$$p_{cr}^{EVAP,in} = p_{cold\ cr,out}^{REG} \quad (6.1.40)$$

$$h_{cr}^{EVAP,in} = h_{cold\ cr}^{REG,out} \quad (6.1.41)$$

Gdy struktura technologiczna to 1 lub 2 wówczas:

$$T_{cr}^{COND,in} = T_{out}^{TURBINE} \quad (6.1.42)$$

$$p_{cr}^{COND,in} = p_{out}^{TURBINE} \quad (6.1.43)$$

$$h_{cr}^{COND,in} = h_{out}^{TURBINE} \quad (6.1.44)$$

$$T_{cr}^{EVAP,in} = T_{in}^{MP} \quad (6.1.45)$$

$$p_{cr}^{EVAP,in} = p_{in}^{MP} \quad (6.1.46)$$

$$h_{cr}^{EVAP,in} = h_{in}^{MP} \quad (6.1.47)$$

Dla każdej ze struktur technologicznych pozwala to rozpocząć obliczenia parametrów parownika. Temperatura parowania oraz temperatura na wylocie z parownika zależą od ciśnienia.

$$T_{evaporation} = f(p_{cr,in}^{EVAP}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.48)$$

$$T_{cr}^{EVAP,out} = T_{evaporation} + \Delta T_{SUP} \quad (6.1.49)$$

$$p_{cr}^{EVAP,out} = p_{cr}^{EVAP,in} \quad (6.1.50)$$

$$h_{cr}^{EVAP,out} = f(T_{cr}^{EVAP,out}, p_{cr}^{EVAP,out}, \text{czynnik roboczy}) \quad (6.1.51)$$

Daje to znajomość parametrów termicznych po stronie czynnika roboczego.

W następnej kolejności w zależności od struktury technologicznej dokonywane są obliczenia parametrów wlot/wylot dla parownika oraz ekonomizera. Dla struktur technologicznych 2 i 4 obejmują one ekonomizer oraz parownik:

$$T_{nc,in}^{ECO} = T_{nc} \quad (6.1.52)$$

$$p_{nc,in}^{ECO} = p_{nc} \quad (6.1.53)$$

$$h_{nc,in}^{ECO} = f(T_{nc,in}^{ECO}, p_{nc,in}^{ECO}, \text{nośnik ciepła}) \quad (6.1.54)$$

$$p_{nc,out}^{ECO} = p_{nc,in}^{ECO} \quad (6.1.55)$$

$$h_{nc,out}^{ECO} = f(T_{nc,out}^{ECO}, p_{nc,out}^{ECO}, \text{nośnik ciepła}) \quad (6.1.56)$$

$$\dot{Q}_{ECO} = \dot{Q}_{nc} = \dot{m}_{nc}(h_{nc,in}^{ECO} - h_{nc,out}^{ECO}) \quad (6.1.57)$$

$$p_{o,out}^{ECO} = p_{o,in}^{ECO} = p_o \quad (6.1.58)$$

$$h_{o,out}^{ECO} = f(T_{o,out}^{ECO}, p_{o,out}^{ECO}, \text{olej termalny}) \quad (6.1.59)$$

$$h_{o,in}^{ECO} = f(T_{o,in}^{ECO}, p_{o,out}^{ECO}, \text{olej termalny}) \quad (6.1.60)$$

$$\dot{m}_o = \frac{\dot{Q}_{ECO}}{h_{o,out}^{ECO} - h_{o,in}^{ECO}} \quad (6.1.61)$$

Ponieważ, wysokość podnoszenia pompy oleju jest jedną z danych wejściowych, ciśnienie przed pompą jest obliczane w następujący sposób:

$$T_{o,in}^{EVAP} = T_{o,out}^{ECO} \quad (6.1.62)$$

$$p_{o,in}^{EVAP} = p_{o,out}^{ECO} \quad (6.1.63)$$

$$h_{o,in}^{EVAP} = h_{o,out}^{ECO} \quad (6.1.64)$$

$$\Delta p_{PUMP} = \rho_o g \Delta H_o^{PUMP} \quad (6.1.65)$$

$$p_{o,in}^{PUMP} = p_{o,out}^{ECO} - \Delta p_{OP} \quad (6.1.66)$$

$$h_{o,out}^{EVAP} = f(T_{o,in}^{EVAP}, p_{o,in}^{EVAP}, \text{olej termalny}) \quad (6.1.67)$$

$$\dot{m}_{cr} = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{h_{o,out}^{ECO} - h_{o,in}^{ECO}} \quad (6.1.68)$$

Jeżeli struktura technologiczna to 1 lub 3 wówczas obliczenia parownika wyglądają w następujący sposób:

$$T_{nc,in}^{EVAP} = T_{nc} \quad (6.1.69)$$

$$p_{nc,in}^{EVAP} = p_{nc} \quad (6.1.70)$$

$$h_{nc,in}^{EVAP} = f(T_{nc,in}^{EVAP}, p_{nc,in}^{EVAP}, \text{nośnik ciepła}) \quad (6.1.71)$$

$$h_{nc,out}^{EVAP} = f(T_{nc,out}^{EVAP}, p_{nc,out}^{EVAP}, \text{nośnik ciepła}) \quad (6.1.72)$$

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{Q}_{nc} = \dot{m}_{nc} (h_{nc,in}^{EVAP} - h_{nc,out}^{EVAP}) \quad (6.1.73)$$

$$\dot{m}_{cr} = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{h_{cr,out}^{EVAP} - h_{cr,in}^{EVAP}} \quad (6.1.74)$$

Następnie obliczany jest strumień chłodziwa przepływający przez skraplacz.

$$p_{c,in}^{COND}, p_{c,in}^{COND} = p_c \quad (6.1.75)$$

$$h_{c,in}^{COND} = f(T_{c,in}^{COND}, p_{c,in}^{EVAP}, \text{chłodziwo}) \quad (6.1.76)$$

$$h_{c,out}^{COND} = f(T_{c,out}^{COND}, p_{c,out}^{EVAP}, \text{chłodziwo}) \quad (6.1.77)$$

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{cr} (h_{cr,out}^{COND} - h_{cr,in}^{COND}) \quad (6.1.78)$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_{COND}}{h_{c,out}^{COND} - h_{c,in}^{COND}} \quad (6.1.79)$$

W ramach optymalizacji uwzględniane jest także zapotrzebowanie na energię elektryczną przez dedykowaną chłodnię wentylatorową.

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{cr}(h_{cr,out}^{COND} - h_{cr,in}^{COND}) \quad (6.1.80)$$

Moc netto układu ORC oraz jego sprawność, rozważane jako alternatywne kryteria jakości (funkcja celu) wyznacza się jak następuje.

$$N_i^{TURBINE} = \dot{m}_{cr}(h_{in}^{TURBINE} - h_{out}^{TURBINE}) \quad (6.1.81)$$

$$N_{i,cr}^{PUMP} = \dot{m}_{cr}(h_{cr,out}^{PUMP} - h_{cr,in}^{PUMP}) \quad (6.1.82)$$

$$N_{i,o}^{PUMP} = \dot{m}_{cr}(h_{o,out}^{PUMP} - h_{o,in}^{PUMP}) \quad (6.1.83)$$

$$N_{c,c}^{PUMP} = \dot{m}_{cr}(h_{c,out}^{PUMP} - h_{c,in}^{PUMP}) \quad (6.1.84)$$

$$\begin{aligned} N_{cooling\ tower} &= 0.2898 + 0.2407\dot{m}_c + 0.007208\dot{Q}_{COND} \\ &\quad - 0.00356\dot{m}_c^2 + 7.599 \cdot 10^{-5}\dot{m}_c\dot{Q}_{COND} \\ &\quad - 2.976 \cdot 10^{-5}\dot{Q}_{COND}^2 \end{aligned} \quad (6.1.85)$$

$$N_{netto} = N_i^{TURBINE} - N_{i,cr}^{PUMP} - N_{i,o}^{PUMP} - N_{c,c}^{PUMP} - N_{cooling\ tower} \quad (6.1.86)$$

$$\eta_{ORC} = \frac{N_{netto}}{\dot{Q}_{nc}} \quad (6.1.87)$$

Przyjęto, że zużycie energii elektrycznej w układzie chłodnicy wentylatorowej wykorzystywanej do chłodzenia skraplacza może zostać pominięte, gdy układ ORC będzie korzystał z już istniejącego na zakładzie przemysłowym systemu chłodzenia. Ciepło dostarczone do układu ORC to w zależności od struktury technologicznej to ciepło pobierane w ekonomizerze \dot{Q}_{ECO} dla wariantów z pośredniczącą pętlą olejową lub w parowniku \dot{Q}_{EVAP} , dla wariantów z odparowaniem bezpośrednim.

Optymalizacja parametrów termodynamicznych układu ORC jest realizowana z wykorzystaniem algorytmu SHGO (simplicial homology global optimisation) zaimplementowanego w bibliotece SciPy [74,75]. Jest to stosunkowo nowy algorytm optymalizacji globalnej, o ogólnym przeznaczeniu działający na zasadzie „czarnej skrzynki”, który nie wymaga aby optymalizowana funkcja były różniczkowalna czy ciągła. Najlepiej sprawdza się dla problemów o niewielkiej liczbie zmiennych (w tym przypadku jedyną zmienną jest ciśnienie) oraz określonych warunkach brzegowych. Optymalizowana funkcja jest wrapperem – funkcją wywołującą inne funkcje, która dla poszukiwanego ciśnienia, zapewniającego jak najlepsze spełnienie funkcji celu, rozwiązuje układ równań za pomocą funkcji least_squares z biblioteki SciPy poprzez $T_{nc,out}^{ECO}$ lub $T_{nc,out}^{EVAP}$ oraz $T_{o,in}^{ECO}$ i $T_{c,out}^{COND}$, aby spełniały one założone minimalne różnice temperatur ΔT_{min}^{ECO} , ΔT_{min}^{EVAP} i ΔT_{min}^{COND} . Odpowiedni kod został przedstawiony w Załączniku 1 oraz rozdziale 6.7 Oprogramowanie użytkowe.

6.2. Szacowanie sprawności turbiny indywidualnie dla przypadku

Jeżeli sprawność turbiny nie została założona jako stała lub jeżeli obliczenia nie są prowadzone dla turbiny o znanej charakterystyce, wówczas można ją oszacować na podstawie dostępnych w literaturze korelacji. W niniejszej pracy zastosowano korelację pochodzącą z pracy [8] pozwalającą na oszacowanie sprawności turbiny na podstawie parametrów czynnika roboczego na dolocie do turbiny według równania (6.2.1) oraz współczynników podanych w tab. 6.1.

$$\eta_{iT} = \frac{h_{in}^{TURBINE} - h_{out}^{TURBINE}}{h_{in}^{TURBINE} - h_{out,s}^{TURBINE}} = \sum_{j=0}^{15} A_j F_j \quad (6.2.1)$$

Tab. 6.1. Współczynniki do iteracyjnego oszacowania sprawności wewnętrznej turbiny indywidualnie do źródła ciepła odpadowego [8]

j	F_j	A_j
0	1	0.90831500
1	$\ln SP$	-0.05248690
2	$\ln SP^2$	-0.04799080
3	$\ln SP^3$	-0.01710380
4	$\ln SP^4$	-0.00244002
5	V_r	-
6	$\ln V_r$	0.04961780
7	$\ln V_r^2$	-0.04894860
8	$\ln V_r^3$	0.01171650
9	$\ln V_r^4$	-0.00100473
10	$\ln V_r \ln SP$	0.05645970
11	$\ln V_r^2 \ln SP$	-0.01859440
12	$\ln V_r \ln SP^2$	0.01288860
13	$\ln V_r^3 \ln SP$	0.00178187
14	$\ln V_r^3 \ln SP^2$	-0.00021196
15	$\ln V_r^2 \ln SP^3$	0.00078667

$$\rho_{out,s}^{TURBINE} = f(s_{out,s}^{TURBINE}, p_{out}^{TURBINE}) \quad (6.2.2)$$

$$\dot{V}_{out,s}^{TURBINE} = \frac{\dot{m}_{cr}}{\rho_{out,s}^{TURBINE}} \quad (6.2.3)$$

$$\Delta h_S^{TURBINE} = h_{in}^{TURBINE} - h_{out,s}^{TURBINE} \quad (6.2.4)$$

$$\rho_{in}^{TURBINE} = f(T_{in}^{TURBINE}, p_{in}^{TURBINE}) \quad (6.2.5)$$

$$\dot{V}_{in}^{TURBINE} = \frac{\dot{m}_{cr}}{\rho_{in}^{TURBINE}} \quad (6.2.6)$$

$$SP = \frac{(\dot{V}_{out,s}^{TURBINE})^{0.5}}{(\Delta h_s^{TURBINE})^{0.25}} \quad (6.2.7)$$

$$V_r = \frac{\dot{V}_{out,s}^{TURBINE}}{\dot{V}_{in}^{TURBINE}} \quad (6.2.8)$$

Ponieważ równania (6.2.2) oraz (6.2.3) wymagają znajomości przepływu przez turbinę, a w opisanym w poprzednim rozdziale procedurze wartość sprawności jest wykorzystywana już w równaniu (6.1.12) w celu obliczenia przepływu czynnika roboczego w równaniu (6.1.54) niezbędne jest przeprowadzanie tych obliczeń w sposób iteracyjny, aż do uzyskania $\Delta\eta_i^{TURBINE}$ poniżej założonego poziomu np. $\Delta\eta_i^{TURBINE} < 0,00001$

6.3. Obliczenie powierzchni wymiany ciepła

Powierzchnia wymiany ciepła obliczana przy wykorzystaniu metody LMTD. Zakłada się płaszczowo-rurowe wymienniki ciepła pracujące w przeciwnym kierunku. Danymi wejściowymi dla tych obliczeń są:

- D_{shell}^{max} – maksymalna dopuszczalna średnica wymiennika, m
- L_t^{max} – maksymalna dopuszczalna długość wymiennika, m
- N_p – liczba przejść rurek przez płaszcz, m
- N_b – liczba przegród w płaszczu, m
- L_o – układ rurek – prostokątny (90°) lub heksagonalny (60°)
- d_i – średnica wewnętrzna rurki, m
- d_o – średnica zewnętrzna rurki, m
- P_t – odległość między środkami sąsiednich rur, m
- C_t – odległość między ściankami sąsiednich rur, m
- $v_{max}^{shell}, v_{max}^{tubes}$ – maksymalna dopuszczalna prędkość dla płaszcza i rurek, m/s
- $\Delta p_{max}^{shell}, \Delta p_{max}^{tubes}$ – dopuszczalny spadek ciśnienia dla płaszcza i rurek, $kPa(a)$
- płyn po stronie płaszcza
- płyn po stronie rurek

Liczba rurek N_t przechodzących przez płaszcz może być oszacowana z zależności [76]:

$$N_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{CTP}{CL} \right) \frac{D_{shell}^2}{P_t^2} \quad (6.3.1)$$

Gdzie:

CTP – stała liczby rurek uwzględniająca niecałkowite pokrycie przekroju płaszczka przez rurki, z powodu zachowania odpowiednich odległości między nimi oraz pomiędzy poszczególnymi pęczkami rur przechodzącymi przez płaszczka

CL – jest stałą układu rur

$$CL = \sin(L_o) \quad (6.3.2)$$

$$CTP = \begin{cases} 0.93 \text{ dla } N_p = 1 \\ 0.90 \text{ dla } N_p = 2 \\ 0.85 \text{ dla } N_p = 3 \end{cases} \quad (6.3.3)$$

Prędkość przepływu jest obliczana jako:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad (6.3.4)$$

Gdzie:

v – prędkość przepływu przez płaszcz lub rurki, m/s

\dot{m} – strumień masowy przepływu, kg/s

ρ – gęstość płynu, kg/m^3

A – pole przekroju przez który przepływa płynu, m^2

Pole powierzchni przepływu dla płaszczka jest obliczane w następujący sposób [76]:

$$A_{shell} = \frac{D_{shell} \cdot C_t \cdot B}{P_t} \quad (6.3.5)$$

Gdzie:

$$B = \frac{L_t}{N_b + 1} \quad (6.3.6)$$

Pole powierzchni przepływu dla płaszczka jest obliczane w następujący sposób [76]:

$$A_{tubes} = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4 N_p} \quad (6.3.7)$$

Średnica ekwiwalentna płaszczka dla heksagonalnego układu rurek [76]:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{\sqrt{3} P_t^2}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o^2 / 2} \quad (6.3.8)$$

Średnica ekwiwalentna płaszczka dla prostokątnego układu rurek [76]:

$$D_e = \frac{4 \left(P_t^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad (6.3.9)$$

Liczba Reynoldsa odpowiednio dla płaszczu i rur jest obliczana jako [76]:

$$Re_{shell} = \frac{\rho_{shell} \cdot v_{shell} \cdot D_e}{\mu_{shell}} \quad (6.3.10)$$

$$Re_{tube} = \frac{\rho_{tube} \cdot v_{tube} \cdot d_i}{\mu_{tube}} \quad (6.3.11)$$

Spadek ciśnienia Δp_{tubes} po stronie rurek [76]:

$$\Delta p_{tubes} = 4 \left(\frac{f_{tube} \cdot L_t}{d_i} + 1 \right) \frac{N_p \cdot \rho_{tube} \cdot v_{tubes}^2}{2} \quad (6.3.12)$$

$$Re_{tube} > 2300 \rightarrow f_{tube} = (1,58 \cdot \ln Re_{tube} - 3,28)^{-2} \quad (6.3.13)$$

$$Re_{tube} \leq 2300 \rightarrow f_{tube} = 16/Re_{tube} \quad (6.3.14)$$

Spadek ciśnienia Δp_{shell} po stronie płaszczu [76]:

$$\Delta p_{shell} = f_{shell} \frac{D_{shell} (N_b + 1) \cdot \rho_{shell} \cdot v_{shell}^2}{D_e} \quad (6.3.15)$$

$$Re_{shell} > 2300 \rightarrow f_{shell} = (1,58 \cdot \ln Re_{shell} - 3,28)^{-2} \quad (6.3.16)$$

$$Re_{shell} \leq 2300 \rightarrow f_{shell} = 16/Re_{shell} \quad (6.3.17)$$

Współczynnik przenikania ciepła k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{shell}} + \frac{(d_o - d_i)/2}{k_{cs}} + \frac{1}{\alpha_{tube}}} \quad (6.3.18)$$

$$\alpha_{tube} = \frac{Nu_{tube} \cdot \lambda_{tube}}{D_e} \quad (6.3.19)$$

$$\alpha_{shell} = \frac{Nu_{shell} \cdot \lambda_{shell}}{d_i} \quad (6.3.20)$$

$$Nu_{shell} = 0,36 Re_{shell}^{0,55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (6.3.21)$$

$$Re_{tube} < 2300 \rightarrow Nu_{tube} = 1,86 \left(\frac{d_i Re_{tube} Pr}{L_t} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (6.3.22)$$

$$Re_{tube} > 2300 \rightarrow Nu_{tube} = \frac{\left(\frac{f_{tube}}{2} \right) (Re_{tube} - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f_{tube}}{2} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$800 > T \geq 20 \rightarrow \lambda_{cs} = 53 - 3,33 \cdot 10^{-2} \cdot T \quad (6.3.23)$$

$$1200 > T \geq 800 \rightarrow \lambda_{cs} = 27,3$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{in}^{HOT} - T_{out}^{COLD}) - (T_{out}^{HOT} - T_{in}^{COLD})}{\ln \frac{T_{in}^{HOT} - T_{out}^{COLD}}{T_{out}^{HOT} - T_{in}^{COLD}}} \quad (6.3.24)$$

Gdzie:

k – współczynnik przenikania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$

α – współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$

Nu – liczba Nuesselta, -

Pr – liczba Prandtla, -

λ – przewodność cieplna, $W/(m \cdot K)$

λ_{cs} – przewodność stali czarnej [77], $W/(m \cdot K)$

μ – lepkość dynamiczna, $kg/(m \cdot s)$

ΔT_{LMTD} – średnia logarytmiczna różnica temperatur w wymienniku, -

Poszczególne właściwości niezbędne do przeprowadzenia obliczeń są funkcją parametrów termicznych substancji. Właściwości te mogą zostać pozyskane z baz danych takich jak CoolProp lub Refprop.

$$\lambda, \mu, Pr, \rho = f(T, p, \text{medium w płaszczu lub rurkach}) \quad (6.3.25)$$

Wrzenie jest procesem złożonym, cechującym się skomplikowanym mechanizmem transportu ciepła, przez co nie możliwe jest zastosowanie jednej uniwersalnej korelacji obliczania współczynnika wnikania ciepła dla tego procesu. Istnieje jednak szereg empirycznych korelacji i metod obliczeniowych pozwalających oszacować współczynnik wnikania ciepła w trakcie zmiany stanu skupienia. Jedną z takich korelacji jest korelacja Krużyłina [78,79]:

$$\alpha = \left[0,0686 \left(\frac{\rho_{X=1}}{\rho_{X=0} - \rho_{X=1}} \right)^{0,033} \left(\frac{\rho_{X=0}}{\sigma} \right)^{1/3} \frac{\lambda_{X=0}^{0,8}}{\mu_{X=0}^{0,5} c_{p,X=0}^{1/6} T_{sat}^{0,37}} \right]^{3,33} \Delta T^{2,33} \quad (6.3.26)$$

Gdzie:

$\rho_{X=1}$ – gęstość pary, kg/m^3

$\rho_{X=0}$ – gęstość cieczy, kg/m^3

σ – napięcie powierzchniowe, W/m^2

$\lambda_{X=0}$ – przewodność cieplna cieczy, $W/(m \cdot K)$

$\mu_{X=0}$ – lepkość dynamiczna cieczy, $kg/(m \cdot s)$

T_{sat} – temperatura nasycenia, K

ΔT – różnica temperatur pomiędzy temperaturą nasycenia a temperaturą ścianki, K

Współczynnik wnikania ciepła w trakcie skraplania obliczono na podstawie teorii Nusselta [80]:

$$\alpha = 0,725 \left(\frac{g \rho_{X=0}^2 r \lambda_{X=0}^3}{\mu_{X=0} \Delta T d_o} \right)^{0,25} \quad (6.3.27)$$

Gdzie:

g – przyspieszenie ziemskie, kg/m^3

$\rho_{x=0}$ – gęstość cieczy, kg/m^3

r – entalpia parowania, kJ/kg

$\lambda_{x=0}$ – przewodność cieplna cieczy, $W/(m \cdot K)$

$\mu_{x=0}$ – lepkość dynamiczna cieczy, $kg/(m \cdot s)$

d_o – średnica zewnętrzna rurki, m

ΔT – różnica temperatur pomiędzy temperaturą nasycenia a temperaturą ścianki, K

Ze względu na swój empiryczny charakter zastosowanie różnych korelacji na współczynnik wnikania ciepła podczas zmiany stanu skupienia dla tego samego czynnika roboczego przy tych samych parametrach termodynamicznych może prowadzić do uzyskania wyraźnych rozbieżności w jego wartościach [79,81]. W pracy [81] przy uzyskaniu różnych wartości dla zastosowania różnych korelacji, autorzy zdecydowali się na obliczenie średniej arytmetycznej dla procesu parowania oraz skraplania w celu wykorzystania w dalszych pracach. Praca ta miała jednak charakter obliczeniowy bez empirycznej weryfikacji potwierdzającej słuszność takiego podejścia.

Różnorodność dostępnych w literaturze korelacji oraz występujące pomiędzy nimi rozbieżności w wynikach mogą być potencjalnym polem manipulacji wynikami obliczeń powierzchni wymiany ciepła, zwłaszcza w przypadku ogólnych i wielowariantowych analizy (szeroki zakres analizowanych czynników roboczych oraz parametrów) w ramach studiów wykonalności. Ich niewątpliwą zaletą jest jednak możliwość choćby przybliżonego obliczenia powierzchni wymiany ciepła, w celu określenia kosztów inwestycyjnych oraz zasadności zastosowania technologii ORC dla danego źródła ciepła odpadowego.

Obliczenia dotyczące skraplacza i parownika zostały przeprowadzone przy ich podziale na trzy odrębne wymienniki, gdzie wzory 6.3.26 oraz 6.3.27 zostały zastosowane jedynie w części, w której zachodzi zmiana stanu skupienia.

$$A_{\text{wymiennika}} = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (6.3.28)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{hot}(h_{in}^{HOT} - h_{out}^{HOT}) = \dot{m}_{cold}(h_{in}^{COLD} - h_{out}^{COLD}) \quad (6.3.29)$$

Obliczenia wykonywane są z wykorzystaniem algorytmu Differential Evolution (ewolucja różnicowa) pochodzącego z biblioteki SciPy [75]. Jest to rodzaj algorytmu ewolucyjnego, działającego na podobnej zasadzie, z tą różnicą, że mutacja i krzyżowanie następują przed selekcją najlepiej dopasowanych osobników do następnej iteracji [82]. Jest uważany za prosty i skuteczny algorytm, cieszący się rosnącą popularnością w wielu obszarach zastosowań, który może być traktowany na zasadzie „czarnej skrzynki” [83].

Ponieważ algorytm ten nie wykorzystuje gradientu do poszukiwania najlepszego rozwiązania nie wymaga on aby funkcja celu była różniczkowalna, dzięki czemu może przeszukiwać bardzo duże przestrzenie potencjalnych rozwiązań, a także może być stosowany do rozwiązywania problemów nieciągłych (choć pierwotnie był dedykowany rozwiązywaniu problemów ciągłych). Znalazł on szerokie zastosowanie do rozwiązywania problemów rzeczywistych takich jak projektowanie filtrów, analiza obrazu, grupowanie, projektowanie systemów, szeregowanie zadań czy uczenie rozmytych sieci kognitywnych. Pomimo dużej skuteczności w aplikacjach rzeczywistych istnieje niewiele artykułów dotyczących jego analizy teoretycznej [84].

Zastosowaną funkcją celu jest powierzchnia wymiany ciepła A , z niezależnymi są średnica płaszczka D_{shell} oraz długość rurek L_t . Celem obliczeń jest uzyskanie jak najmniejszej powierzchni wymiany ciepła A nie przekraczając maksymalnych dopuszczalnych rozmiarów, prędkości przepływu v_{max}^{shell} , v_{max}^{tubes} oraz strat ciśnienia Δp_{max}^{shell} , Δp_{max}^{tubes} .

6.4. Model matematyczny przy zmiennym obciążeniu

Model obliczeń poza nominalnymi parametrami pracy został opracowany jako uniwersalny, z wykorzystaniem korelacji literaturowych z opcją ich zastąpienia charakterystykami konkretnych komponentów. Pozwala to na przeprowadzenie obliczeń dla ogólnego przypadku na wstępnym etapie realizacji, uściślenie parametrów pracy poprzez implementację parametrów rzeczywistych urządzeń przewidzianych do zastosowania w układzie ORC, jak i analizę i walidację dla już zbudowanych i empirycznie przetestowanych jednostek.

Przepływ czynnika roboczego przez turbinę jest obliczany z wykorzystaniem równania Stodoli [85]:

$$\left(\frac{\dot{m}_{in,off}^{TURBINE}}{\dot{m}_{in,nom}^{TURBINE}}\right)^2 = \frac{(p_{in,off}^{TURBINE})^2 - (p_{out,off}^{TURBINE})^2}{(p_{in,nom}^{TURBINE})^2 - (p_{out,nom}^{TURBINE})^2} \frac{p_{in,nom}^{TURBINE} v_{in,nom}^{TURBINE}}{p_{in,off}^{TURBINE} v_{in,off}^{TURBINE}} \quad (6.4.1)$$

Gdzie v to objętość właściwa pary czynnika roboczego w m^3/kg , a indeksy nom i off oznaczają odpowiednio parametr w stanie nominalnego oraz nie nominalnego obciążenia.

Sprawność turbiny w warunkach obciążenia innego niż nominalne opisuje korelacja [86]:

$$\begin{aligned} \frac{\eta_{iT,off}}{\eta_{iT,nom}} = & a + b \left(\frac{\Delta h_{off}^{TURBINE}}{\Delta h_{nom}^{TURBINE}} \right) + c \left(\frac{\Delta h_{off}^{TURBINE}}{\Delta h_{nom}^{TURBINE}} \right)^2 + d \left(\frac{\dot{V}_{out,off}^{TURBINE}}{\dot{V}_{out,nom}^{TURBINE}} \right) \\ & + e \left(\frac{\dot{V}_{out,off}^{TURBINE}}{\dot{V}_{out,nom}^{TURBINE}} \right) + f \left(\frac{\Delta h_{off}^{TURBINE}}{\Delta h_{nom}^{TURBINE}} \right) \left(\frac{\dot{V}_{out,off}^{TURBINE}}{\dot{V}_{out,nom}^{TURBINE}} \right) \end{aligned} \quad (6.4.2)$$

Gdzie Δh to spadek entalpi w turbinie w kJ/kg , a \dot{V} to przepływ objętościowy w m^3/s . Współczynniki dla poszczególnych członów równania wynoszą: $a = 0,245$, $b = 1,632$, $c = -1,940$, $d = 0,033$, $e = -1,085$ oraz $f = 2,112$ i są to wartości przeznaczone do stosowania dla turbin jednostopniowych turbin osiowych, a więc takiego samego typu jak turbiny wykorzystywane w budowanych prototypach.

Pracę pomp w warunkach nie nominalnego obciążenia opisuje korelacja [46]:

$$\frac{\eta_{i,off}^{PUMP}}{\eta_{i,nom}^{PUMP}} = a \left(\frac{\dot{V}_{in,off}^{PUMP}}{\dot{V}_{in,nom}^{PUMP}} \right)^3 + b \left(\frac{\dot{V}_{in,off}^{PUMP}}{\dot{V}_{in,nom}^{PUMP}} \right)^2 + c \left(\frac{\dot{V}_{in,off}^{PUMP}}{\dot{V}_{in,nom}^{PUMP}} \right) + d \quad (6.4.3)$$

Współczynniki dla poszczególnych członów równania wynoszą: $a = -0,168$, $b = -0,0336$, $c = 0,6317$, $d = 0,5699$.

Parametry wlot/wylot do/z ekonomizera oraz regeneratora obliczane są iteracyjnie w następujący sposób:

$$\dot{W}_{hot} = \dot{m}_{hot} \cdot c_p^{hot} \Big|_{T_{out,off}^{hot}}^{T_{in,off}^{hot}} \quad (6.4.4)$$

$$\dot{W}_{cold} = \dot{m}_{cold} \cdot c_p^{cold} \Big|_{T_{in,off}^{cold}}^{T_{out,off}^{cold}} \quad (6.4.5)$$

$$CR = \dot{W}_{min} / \dot{W}_{max} \quad (6.4.6)$$

$$\frac{k_{off}}{k_{nom}} = \left(\frac{\dot{m}_{hot,off}}{\dot{m}_{hot,nom}} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{T_{hot,off}}{\dot{m}_{hot,nom}} \right)^{0,4} \quad (6.4.7)$$

$$NTU_{off} = \frac{k_{off} A_{nom}}{\dot{W}_{max}} \quad (6.4.8)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU_{off}(1-CR)}}{1 - CR \cdot e^{-NTU_{off}(1-CR)}} \quad (6.4.9)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{hot}(T_{in,off}^{hot} - T_{out,off,calc}^{hot})}{\dot{W}_{min}(T_{in,off}^{hot} - T_{in,off}^{cold})} \quad (6.4.10)$$

Temperatura cieplejszego medium na wlocie $T_{in,off}^{hot}$ oraz chłodniejszego medium na wlocie $T_{in,off}^{cold}$ są danymi wejściowymi, definiowanymi przez użytkownika. Z równania (6.4.10) wyliczana jest temperatura $T_{in,off,calc}^{hot}$. Jeżeli $|T_{out,off,calc}^{hot} - T_{out,off}^{hot}| \leq \Delta T_{max}$ wówczas obliczenia zostają zakończone. Jeżeli $|T_{out,off,calc}^{hot} - T_{out,off}^{hot}| > \Delta T_{max}$ wówczas temperatura $T_{out,off}^{hot} = T_{in,off,calc}^{hot}$ i obliczenia opisane równaniami (6.4.4) do (6.4.10) są powtarzane, aż do osiągnięcia założonego ΔT_{max} .

Parametry wlot/wylot parownika oraz skraplacza, obliczane są w podobny sposób z tym, że dla stref, w których nie zachodzi zmiana stanu efektywność wymiennika obliczana jest z wykorzystaniem wzorów (6.4.11)-(6.4.14).

$$\gamma = 1 - e^{-\left(\frac{NTU}{NP}\right)\left(\frac{\dot{W}_{hot}}{\dot{W}_{cold}}\right)} \quad (6.4.11)$$

$$\varepsilon_p = 1 - e^{-\gamma\left(\frac{\dot{W}_{cold}}{\dot{W}_{hot}}\right)} \quad (6.4.12)$$

$$\lambda = \frac{1 - \varepsilon_p CR}{(1 - \varepsilon_p)^N} \quad (6.4.13)$$

$$\varepsilon = \frac{\lambda - 1}{\lambda - CR} \quad (6.4.14)$$

Dla stref w których zachodzi zmiana stanu skupienia efektywność wymiany ciepła jest obliczana przy zastosowaniu równań (6.4.15)-(6.4.17)

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (6.4.15)$$

Gdzie dla parowania:

$$\varepsilon = \frac{T_{in,off}^{hot} - T_{out,off,calc}^{hot}}{T_{in,off}^{hot} - T_{in,off}^{cold}} \quad (6.4.16)$$

Oraz dla skraplania:

$$\varepsilon = \frac{T_{out,off,calc}^{cold} - T_{in,off}^{cold}}{T_{in,off}^{hot} - T_{in,off}^{cold}} \quad (6.4.17)$$

6.5. Szacowanie kosztów układów ORC

Ze względu na prototypowy charakter dotychczasowo realizowanych projektów nie określono jeszcze czy poszczególne komponenty będą pozyskiwane na podstawie długoterminowych umów o współpracy, czy też będą kupowane indywidualnie dla konkretnego wdrożenia. W związku z tym analiza kosztów wytworzenia układów ORC oparta jest o połączenie danych i korelacji literaturowych z danymi pozyskanymi w trakcie badania rynku przeprowadzonego w związku z realizacją dotychczasowych projektów. Ogólnie przyjętym w pracy podejściem jest dopasowanie nowych współczynników do korelacji literaturowych do zarchiwizowanych danych o cenach.

Ponieważ dane pozyskane z badania rynku rozciągają się na okres prawie czterech lat, ceny zostały skorelowane w oparciu o dane o inflacji udostępniane przez Główny Urząd Statystyczny.

W ramach opracowanego modelu szacowanie kosztów dotyczy następujących komponentów:

- Koszt czynnika roboczego – na podstawie danych oraz własnego badania rynku przeprowadzonego przez Marani Sp. z o. o.

$$K_{cr} = a \cdot m_{cr}^b + c \quad (6.5.1)$$

Gdzie:

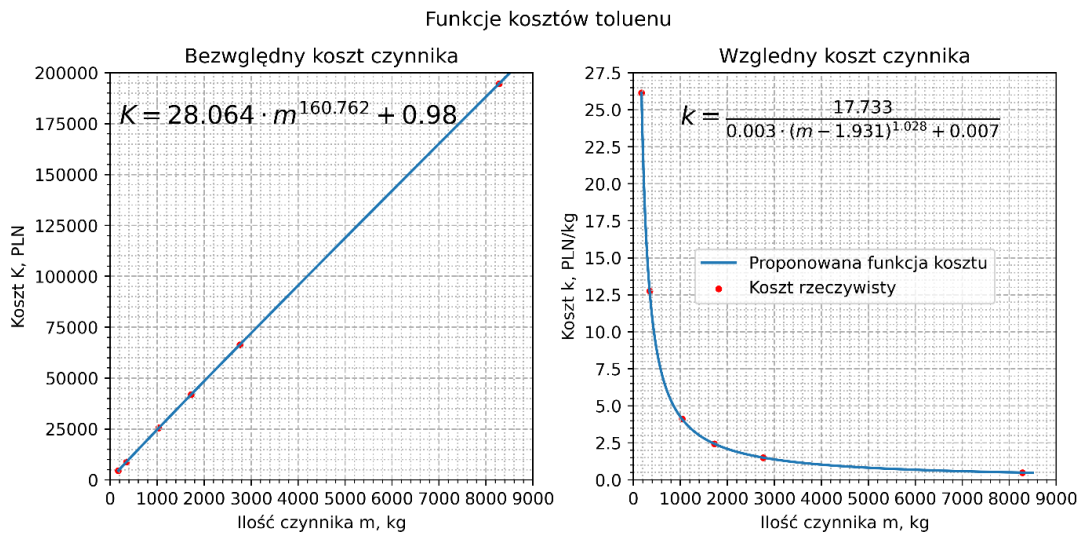
K_{ce} – koszt czynnika roboczego, PLN

m_{cr} – wymagana ilość czynnika roboczego, kg

a, b, c – współczynniki aproksymujące zależne od wybranego czynnika roboczego.

Tab. 6.2. Współczynniki do oszacowania kosztu czynnika roboczego.

Czynnik	a	b	c
Toluen	28,06	160,76	0,980
Cykloheksan	44,37	232,06	0,980
p-Ksylen	32,32	195,47	0,980
m-Ksylen	43,92	255,14	0,980
MM	1986,36	-931,43	0,651



Rysunek 6.5. Funkcja kosztu toluenu – jest to preferowany przez Marani czynnik roboczy, planowany do szerokiego zastosowania w układach ORC w celu osiągnięcia efektu skali.

Ilość czynnika jest została oszacowana jako funkcja mocy netto pętli czynnika roboczego w oparciu o ilości czynników zakupione do budowy poszczególnych prototypów.

$$m_{cr} = a \cdot N_{cr}^b + c \quad (6.5.2)$$

$$N_{cr} = N_i^{TURBINE} - N_{i,cr}^{PUMP} \quad (6.5.3)$$

Gdzie:

N_{cr} – moc netto pętli obiegu termicznego, kW

$N_i^{TURBINE}$ – moc wewnętrzna turbiny, kW

$N_{i,cr}^{PUMP}$ – moc wewnętrzna pompy czynnika roboczego, kW

a – 3,21189450e+02

b – 4,14529560e-01

c – -5,79889171e+02

- Koszt oleju termalnego na podstawie ilości oleju

$$K_o = a \cdot m_o^b + c \quad (6.5.4)$$

Gdzie:

K_o – koszt oleju, PLN

a – 1,34447159e+01

b – 1,14638131e+00

c – 2,71741773e-23

Ilość oleju w funkcji strumienia ciepła przekazywanego w ekonomizerze:

$$m_o = a \cdot \dot{Q}_{ECO}^b \quad (6.5.5)$$

Gdzie:

m_o – ilość oleju termalnego do zakupu, kg

a – 38,55960845

b – 0,57066217

- Koszt glikolu K_c – funkcja ilości chłodziwa w pętli chłodzenia:

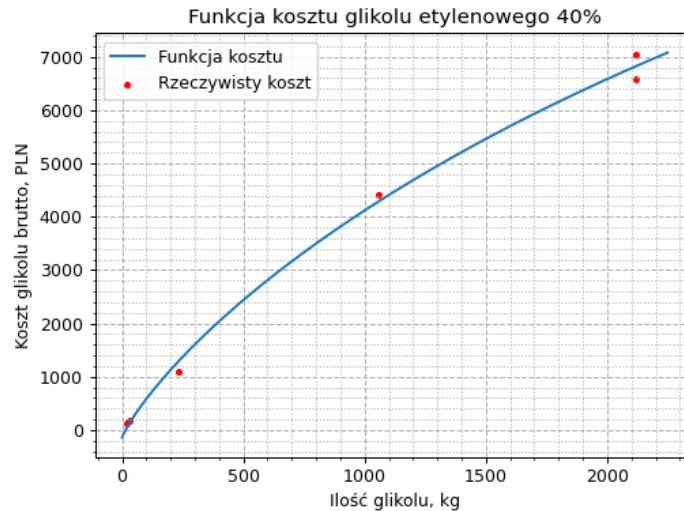
$$K_c = a \cdot m_c^b + c \quad (6.5.6)$$

Gdzie:

$$a - 1,34447159e+01$$

$$b - 1,14638131e+00$$

$$c - 2,71741773e-23$$



Rysunek 6.6. Funkcja kosztów glikolu

Szacowana ilość glikolu m_c niezbędna do zakupu, na podstawie strumienia ciepła oddawanego przekazywanego w skraplaczu:

$$m_c = a \cdot \dot{Q}_{COND}^b + c \quad (6.5.7)$$

Gdzie:

$$a - 2,54016375e+02$$

$$b - 2,81242000e-01$$

$$c - -2,22153727e-27$$

- Koszt turbiny K_T – funkcja mocy turbiny dopasowana do kosztów poniesionych przez Marani na skonstruowanie turbiny dla każdego z projektów:

$$K_T = a \cdot N_T^b + c \quad (6.5.8)$$

Gdzie:

$$a - 1,0008018e+06$$

$$b - 1,4400000e-01$$

$$c - -1,3782345e+06$$

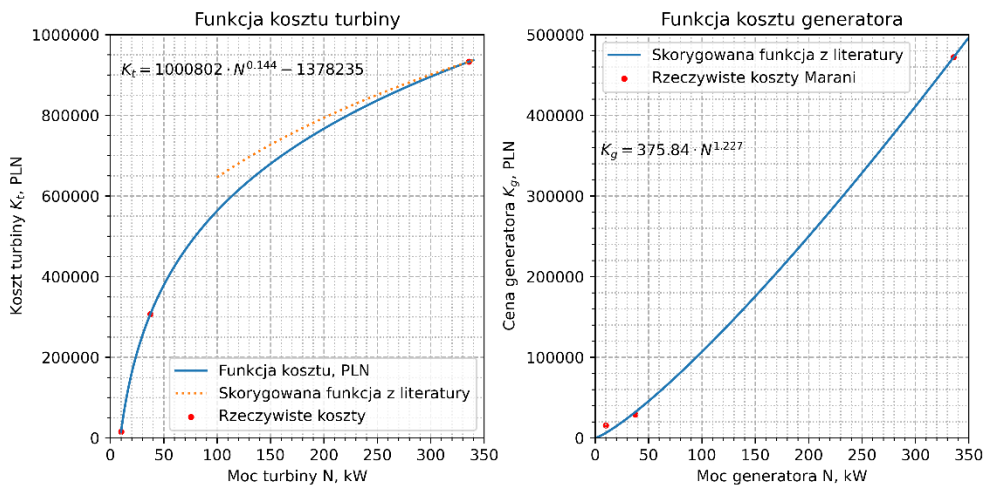
- Koszt generatora energii elektrycznej K_G – funkcja mocy turbiny [87]

$$K_G = a \cdot N_T^b \quad (6.5.9)$$

Gdzie:

$$a - 375,84657759$$

$$b - 1,22678157$$



Rysunek 6.7 Funkcje kosztów turbiny i generatora w porównaniu do poniesionych kosztów rzeczywistych

- Koszt ekonomizera K_{ECO} – stanowi funkcję powierzchni wymiany ciepła A oraz nadciśnienia przy którym pracuje [87]

$$CP = 10^{K_1 + K_2 \cdot \log_{10} A + K_3 \cdot (\log_{10} A)^2} \quad (6.5.10)$$

$$FP = 10^{C_1 + C_2 \cdot \log_{10} p + C_3 \cdot \log_{10} p^2} \quad (6.5.11)$$

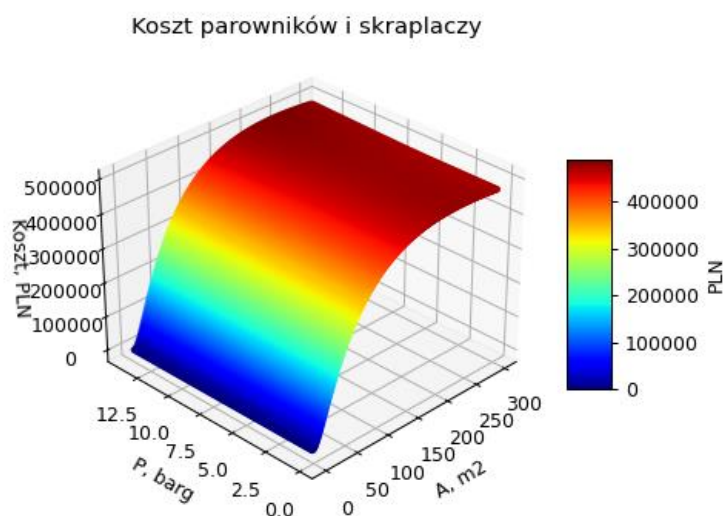
$$K_{ECO} = CP \cdot B1 + B2 \cdot Fm \cdot Fp \quad (6.5.12)$$

- Koszt parownika K_{EVAP} i skraplacza K_{COND} [87]

$$CP = 10^{K_1 + K_2 \cdot \log_{10} A + K_3 \cdot (\log_{10} A)^2} \quad (6.5.13)$$

$$FP = 10^{C_1 + C_2 \cdot \log_{10} p + C_3 \cdot \log_{10} p^2} \quad (6.5.14)$$

$$K_{EVAP} \text{ lub } K_{COND} = CP \cdot B1 + B2 \cdot Fm \cdot Fp \quad (6.5.15)$$



Rysunek 6.8. Wizualizacja funkcji kosztów dla parowników i skraplaczy

- Koszt wymiennika regeneracyjnego K_{REG} [87]

$$CP = 10^{K_1 + K_2 \cdot \log_{10} A + K_3 \cdot (\log_{10} a)^2} \quad (6.5.16)$$

$$FP = 10^{C_1 + C_2 \cdot \log_{10} p + C_3 \cdot \log_{10} p^2} \quad (6.5.17)$$

$$K_{REG} = CP \cdot B_1 + B_2 \cdot F_m \cdot F_p \quad (6.5.18)$$

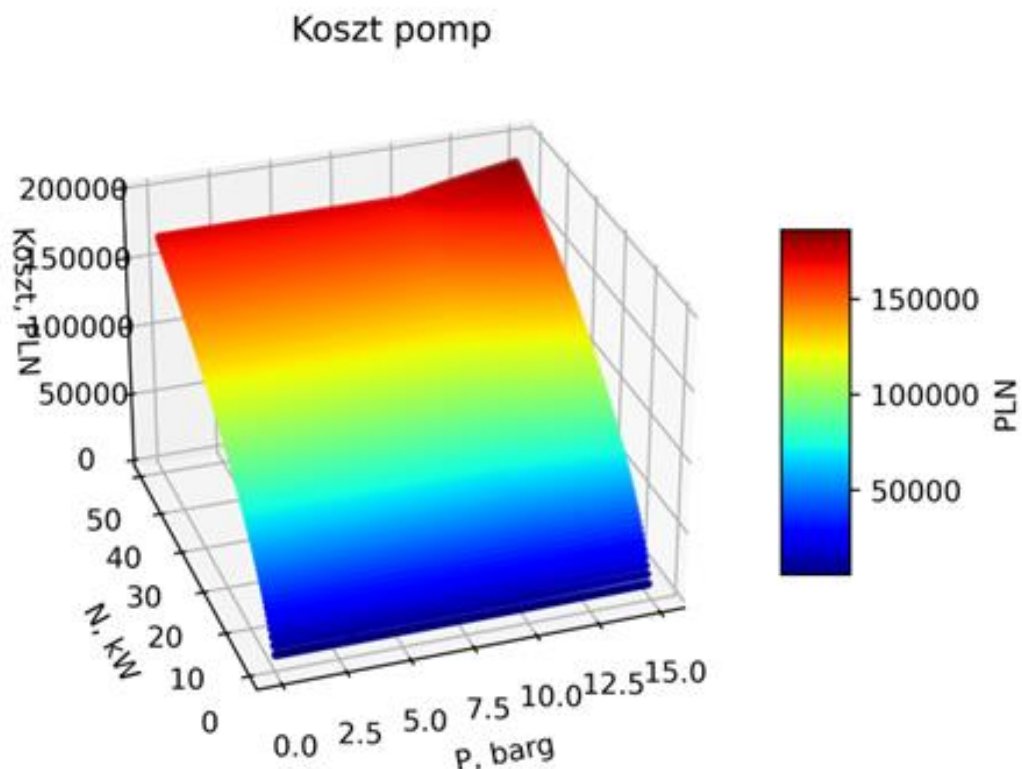
Gdzie w wzorach (6.5.10) – (6.5.18) A pole powierzchni wymiany ciepła w m^2 , p – nadciśnienie w barach.

- Koszt pomp K_{PUMP} – funkcja mocy pobieranej przez pompę oraz nadciśnienia do jakiego podnoszą poszczególne media roboczego [87]

$$CP = 10^{K_1 + K_2 \cdot \log_{10} N_p + K_3 \cdot (\log_{10} N_p)^2} \quad (6.5.19)$$

$$FP = 10^{C_1 + C_2 \cdot \log_{10} p + C_3 \cdot \log_{10} p^2} \quad (6.5.20)$$

$$K_{PUMP} = CP \cdot B_1 + B_2 \cdot F_m \cdot F_p \quad (6.5.21)$$



Rysunek 6.9 Wizualizacja funkcji kosztu pomp. Koszty wzrastają po przekroczeniu nadciśnienia 10 bar

Tab. 6.3. Wartości współczynników wykorzystywanych do oszacowania kosztów wymienników ciepła oraz pomp

Współ- czynnik	Parownik Skraplacz		Ekonomizer		Regenerator		Pompa	
	<5 bar	≥5 bar	<5 bar	≥5 bar	<5 bar	≥5 bar	<10 bar	≥10 bar
K_1		1,53		2,70		3,57		3,45
K_2		3,00		2,73		1,06		0,87
K_3		-0,631		-0,55		-0,152		-0,099
C_1	0	0,0388	0	0,0388	0	0,0388	0	-0,3935
C_2	0	-0,1127	0	-0,1127	0	-0,1127	0	0,3957
C_3	0	0,0818	0	0,0818	0	0,0818	0	-0,00226
B_1		1,63		-1,75		1,63		1,89
B_2		1,66		1,66		1,66		1,35
F_m		1,30		1,30		1,30		1,50

- Koszt UPS K_{UPS} – funkcja mocy netto układu ORC. UPS stanowi awaryjne źródło zasilania w przypadku nagłego zatrzymania układu ORC. Zapewnia pracę wentylatorów przez 60 minut po utracie zasilania, zapobiegając powstaniu atmosfery wybuchowej w kontenerze (dla palnych czynników np. takich jak toluen).

$$K_{UPS} = a \cdot N_{netto} + b \quad (6.5.22)$$

Gdzie:

a – 183,43987295

b – 29906,36344314

- Koszt zbiornika K_Z – koszt zbiornika wyrównawczego

$$K_Z = a \cdot V + b \cdot V^c + d \quad (6.5.23)$$

Gdzie:

V – objętość/pojemność zbiornika, m^3

a – 1,17672243e+04

b – 4,48970830e-03

c – 1,56753725e+01

d – 2,49338070e+04

- Objętość zbiornika wyrównawczego pętli olejowej V_o

$$V_o = a \cdot \dot{Q}_{ECO}^b \quad (6.5.24)$$

Gdzie:

\dot{Q}_{ECO} – strumień ciepła przekazywany w ekonomizerze, kW

a – 0,00128034

b – 0,90043023

- Objętość zbiornika wyrównawczego czynnika roboczego V_{cr} :

$$V_{cr} = a \cdot N_{cr} + b \cdot N_{cr}^c + d \quad (6.5.25)$$

Gdzie:

\dot{Q}_{ECO} – strumień ciepła przekazywany w ekonomizerze, kW

a – 0,1103605

b – -0,11168448

c – 0,98588005

$d = 0,14599678$

- Koszt kontenera $K_{kontener}$ (jeżeli jednostka w postaci kontenerowej):

$$K_{kontener} = \log(b \cdot N_{cr}) / \log a \quad (6.5.26)$$

Gdzie:

$a = 1,00002265$

$b = 0,13550264$

- Koszt układu sterowania K_{PLCIUS} w funkcji liczby rejestrowanych pomiarów (temperatura, ciśnienie, przepływ, natężenie prądu i inne)

$$K_{PLCIUS} = a \cdot LP^b + c \quad (6.5.27)$$

Gdzie:

LP – liczba pomiarów, -

$a = 1,22583568e+04$

$b = 6,98958079e-01$

$c = -4,63641907e+04$

Liczba pomiarów LP stanowi sumę przewidzianych pomiarów w zależności od struktury technologicznej. Uwzględnia pomiary temperatury, ciśnienia, strumieni, sygnałów do sterowania oraz parametrów eklektycznych. W tabeli 6.4 przedstawiono ogólną liczbę pomiarów LP oraz liczbę czujników temperatury LT i ciśnienia LP w zależności od rozważanej struktury technologicznej.

Tab. 6.4. Liczba pomiarów w zależności od przyjętej struktury elektrycznej.

Struktura	LP	LT	LP
1	45	18	16
2	55	22	22
3	53	22	22
4	64	24	26

W dalszej części podano koszty zależne jedynie od przyjętej struktury technologicznej

- Koszt czujników temperatury K_{PT} :

$$K_{PT} = LT \cdot 413 \quad (6.5.28)$$

- Analogicznie koszt czujników ciśnienia K_{PP} :

$$K_{PP} = LP \cdot 1649,6 \quad (6.5.29)$$

- Koszt filtrów K_F :

$$K_F = K_{F,cr} + K_{F,o} + K_{F,c} \quad (6.5.30)$$

Gdzie:

$K_{F,cr} = 10\,620,09$ PLN, koszt filtra czynnika roboczego

$K_{F,o} = 4\,177,17$ PLN, koszt filtra oleju termalnego

$K_{F,c} = 2\,556,26$ PLN, koszt filtra chłodziwa

- Koszt poziomowskazów K_{PW} :

$$K_{PW} = K_{PW,cr} + K_{PW,o} \quad (6.5.31)$$

Gdzie:

$K_{PW,cr} = 5\,874,96$ PLN, koszt poziomowskazu czynnika roboczego

$K_{PW,o} = 4\,916,05$ PLN, koszt poziomowskazu oleju termalnego

- Koszt kompensatorów K_K :

$$K_K = K_{K,cr} + K_{K,o} \quad (6.5.32)$$

Gdzie:

$K_{K,cr} = 15\,494,34$ PLN, koszt kompensatorów czynnika roboczego

$K_{K,o} = 2\,323,65$ PLN, koszt kompensatorów oleju termalnego

- Koszt zaworów kulowych K_{ZK} :

$$K_{ZK} = K_{ZK,cr} + K_{ZK,o} + K_{ZK,c} \quad (6.5.33)$$

Gdzie:

$K_{ZK,cr} = 8\,602,68$ PLN, koszt zaworów kulowych czynnika roboczego

$K_{ZK,o} = 7\,646,83$ PLN, koszt zaworów kulowych oleju termalnego

$K_{ZK,c} = 16\,249,51$ PLN, koszt zaworów kulowych chłodziwa

- Koszt zaworów grzybkowych odcinających K_{ZGO} :

$$K_{ZGO} = K_{ZGO,cr} + K_{ZGO,o} \quad (6.5.34)$$

Gdzie:

$K_{ZGO,cr} = 1\,779,97$ PLN, koszt zaworów grzybkowych odcinających czynnika roboczego

$K_{ZGO,o} = 9\,789,86$ PLN, koszt zaworów grzybkowych odcinających oleju termalnego

- Koszt zaworów przelewowych K_{ZP} :

$$K_{ZP} = K_{ZP,cr} + K_{ZP,o} + K_{ZP,c} \quad (6.5.35)$$

Gdzie:

$K_{ZP,cr} = 6\,420,10$ PLN, koszt zaworów przelewowych czynnika roboczego

$K_{ZP,o} = 7\,795,84$ PLN, koszt zaworów przelewowych oleju termalnego

$K_{ZP,c} = 1\,559,17$ PLN, koszt zaworów przelewowych chłodziwa

- Koszt zaworów bezpieczeństwa K_{ZB} :

$$K_{ZB} = K_{ZB,cr} + K_{ZB,o} + K_{ZB,c} \quad (6.5.36)$$

Gdzie:

$K_{ZB,cr} = 8\,865,85$ PLN, koszt zaworów przelewowych czynnika roboczego

$K_{ZB,o} = 1\,559,17$ PLN, koszt zaworów przelewowych oleju termalnego

$K_{ZB,c} = 1\,467,45$ PLN, koszt zaworów przelewowych chłodziwa

- Koszt przeziernika $K_{ZP} = 3\,463,45$ PLN – zakłada się zastosowanie przeziernika tylko w pętli czynnika roboczego.

- Koszt całkowity układu ORC:

$$K_{ORC} = K_{cr} + K_o + K_c + K_T + K_G + K_{ECO} + K_{EVAP} + K_{COND} + K_{REG} + K_{PUMP,cr} + K_{PUMP,o} + K_{PUMP,c} + K_{UPS} + K_Z + K_{kontener} + K_{PLCIUS} + K_{PT} + K_{PP} + K_F + K_{PW} + K_K + K_{ZK} + K_{ZGO} + K_{ZP} + K_{ZB} + K_{PP} \quad (6.5.37)$$

Znajomość kosztów układu ORC umożliwia przeprowadzenie obliczeń ekonomicznych, pozwalających na oszacowanie czasu zwrotu. W tym celu niezbędne jest oprócz znajomości kosztów wytworzenia układu ORC K_{ORC} także znajomość ceny energii elektrycznej C_{el} , planowanego horyzontu czasowego HC eksploatacji, planowanego rocznego czasu pracy t_{op} , rocznego oprocentowania kredytu i (koszt kapitału) oraz kosztów eksploatacyjnych i serwisowania COM [87]. Pozwala to obliczyć współczynnik zwrotu nakładów inwestycyjnych CRF [87]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^{HC}}{[(1+i)^{HC} - 1]} \quad (6.5.38)$$

Oraz czas zwrotu inwestycji w technologię ORC:

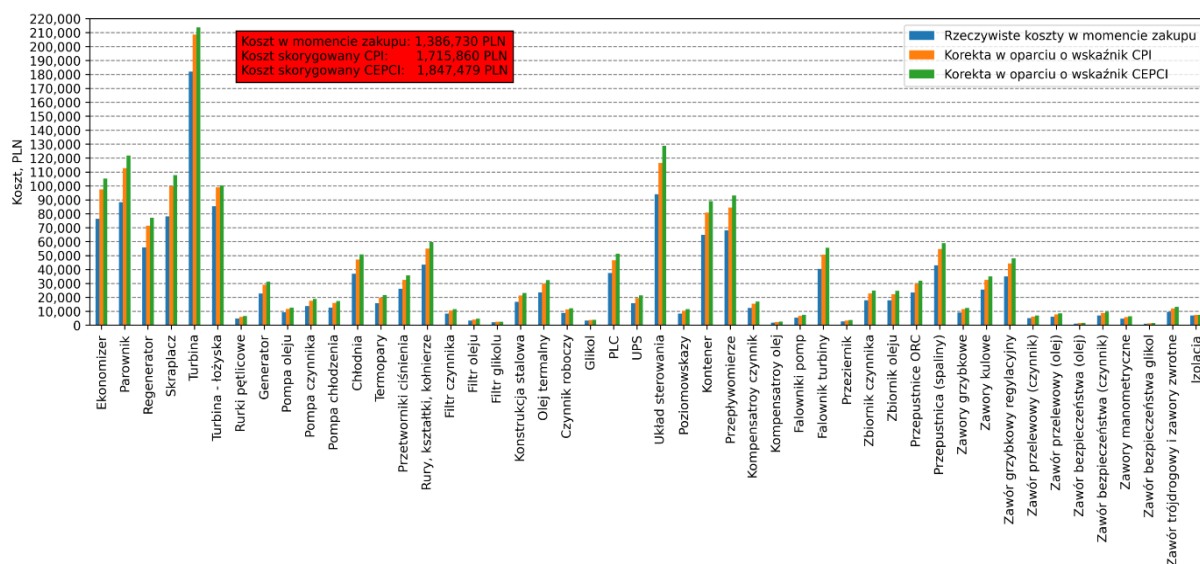
$$DPB = \ln\left(\frac{N_{netto} \cdot C_{el} - COM}{N_{netto} \cdot C_{el} - COM - i \cdot K_{ORC}}\right) / \ln(1+i) \quad (6.5.39)$$

Koszty eksploatacji i serwisowania COM są zakładane jako % układu kosztu wytworzenia układu ORC [87]:

$$COM = cf \cdot K_{ORC} \quad (6.5.40)$$

Gdzie:

cf – wskaźnik kosztów eksploatacji oraz serwisowania, w [87] podawany na poziomie 1,5%.



Rysunek 6.10. Porównanie kosztów poniesionych na budowę prototypu Marani ORC30 w momencie zakupu komponentów do kosztów skorygowanych o CPI oraz CEPCI.

Wszystkie koszty przed opracowaniem nowych współczynników zostały skorygowane o inflację w ujęciu miesięcznym w oparciu o dane udostępnione przez GUS [88] do czerwca

2022 r. Rozwiązanie to jest obarczone większym błędem niż zastosowanie Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI), jednak pozwala na uwzględnienie pewnego wzrostu cen jaki nastąpił od momentu zakupu poszczególnych komponentów.

6.6. Szacowanie efektu ekologicznego

Efekt ekologiczny wdrożenia technologii ORC określono jako zastąpienie energii wytwarzanej w dedykowanych do tego celu instalacjach spalania, energią wytworzoną w układzie ORC napędzanym ciepłem odpadowym i nieobarczonym emisją ze spalania paliw na cele produkcji energii elektrycznej.

Standardowo obliczenia takie są przeprowadzane już na etapie optymalizacji nominalnych parametrów układu ORC przy założeniu czasu pracy np. 8000 h w ciągu roku, przy pełnym obciążeniu. Obliczenia te są oparte o wskaźniki emisji zanieczyszczeń dla energii elektrycznej wyprodukowanej w instalacjach spalania udostępniane przez KOBIZE – Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami [89]. Najnowsze wskaźniki zostały zaprezentowane w tab. 6.11

Tab. 6.11. Wskaźniki emisji zanieczyszczeń dla produkcji energii elektrycznej opartej o procesy spalania w 2020 r [89].

Emitowana substancja	Wskaźnik emisji, kg/MWh
Dwutlenek węgla, CO ₂	745
Dwutlenek siarki, SO ₂	0,544
Tlenki azotu, NO _x	0,557
Tlenek węgla, CO	0,217
Pył całkowity	0,028

$$\Delta es = E_{netto} \cdot w \quad (6.6.1)$$

Gdzie:

Δes – redukcja emisji wybranej substancji, kg

E_{netto} – energia elektryczna wyprodukowana przez układ ORC w ciągu roku, MWh

w – wskaźnik emisji, kg/MWh

6.7. Oprogramowanie użytkowe

Opracowane oprogramowanie powstało w języku programowania Python, z wykorzystaniem szeregu dodatkowych bibliotek takich jak:

- SciPy – zawiera moduły do optymalizacji, algebry liniowej, interpolacji i innych zadań powszechnych w nauce i inżynierii
- Numpy – obsługa wielowymiarowych tabel i macierzy
- Pandas – oferuje struktury danych i operacje do manipulowania tabelami liczbowymi i szeregami czasowymi
- Matplotlib – tworzenie wykresów
- Pillow – obsługa grafiki – otwieranie, modyfikowanie i zapisywanie plików graficznych
- FPDF – automatyzacja tworzenia dokumentów w plikach PDF
- CoolProp – biblioteka właściwości termodynamicznych, stanowiąca darmową alternatywę dla biblioteki Refprop. Obie biblioteki mają swoje ograniczenia. W przypadku CoolPropa występuje problem braku niektórych właściwości (np. napięcia powierzchniowego, przewodności cieplnej) i muszą one być uzupełniane z biblioteki Refprop. Z drugiej strony biblioteka Refprop nie oferuje w W przypadku,

gdy w bibliotece brakuje jakiejś substancji lub jej pojedynczej właściwości, umożliwia łatwy dostęp do biblioteki Refprop (jeżeli jest zainstalowana).

Stworzone z ich pomocą oprogramowanie można podzielić na dwa odrębne narzędzia:

- Narzędzie do wykonywania studium wykonalności – obejmuje optymalizację termodynamiczną, optymalizację wymienników ciepła, obliczenia ekonomiczne oraz szacowanie redukcji emisji gazów;
- Narzędzie do wykonywania obliczeń off-design

Przed wykonaniem obliczeń użytkownik musi przygotować zestaw danych wejściowych niezbędnych do przeprowadzenia analizy. Dane te są wprowadzane w formie tekstowej bezpośrednio w napisanym kodzie, ponieważ opracowane narzędzia nie zostały wyposażone w działający i niezawodny interfejs użytkownika. Na dane wejściowe składają się dane o źródle ciepła odpadowego:

- Temperatura nośnika ciepła odpadowego T_{nc} , °C
- Strumień masowy \dot{m}_{nc} , kg/s
- Ciśnienie nośnika ciepła odpadowego p_{nc} , kPa(a)
- Skład np. CO_2 , O_2 , N_2 , H_2O i/lub inne – udziały objętościowe/molowe. Jeżeli nośnikiem ciepła jest woda wówczas $H_2O = 1$

```
T_spal_hot = 510
T_spal_min = 125.0

p_spal_hot = 101.325      #kPa(a)
p_spal_cold = 101.325   #kPa(a)

CO2 = 0.0670
O2 = 0.0610
N2 = 0.7410
H2O = 0.1310

N2 = 1-CO2-O2-H2O

m_spal = 0.65      #kg/s

label = 'Marani_vs_IMP'

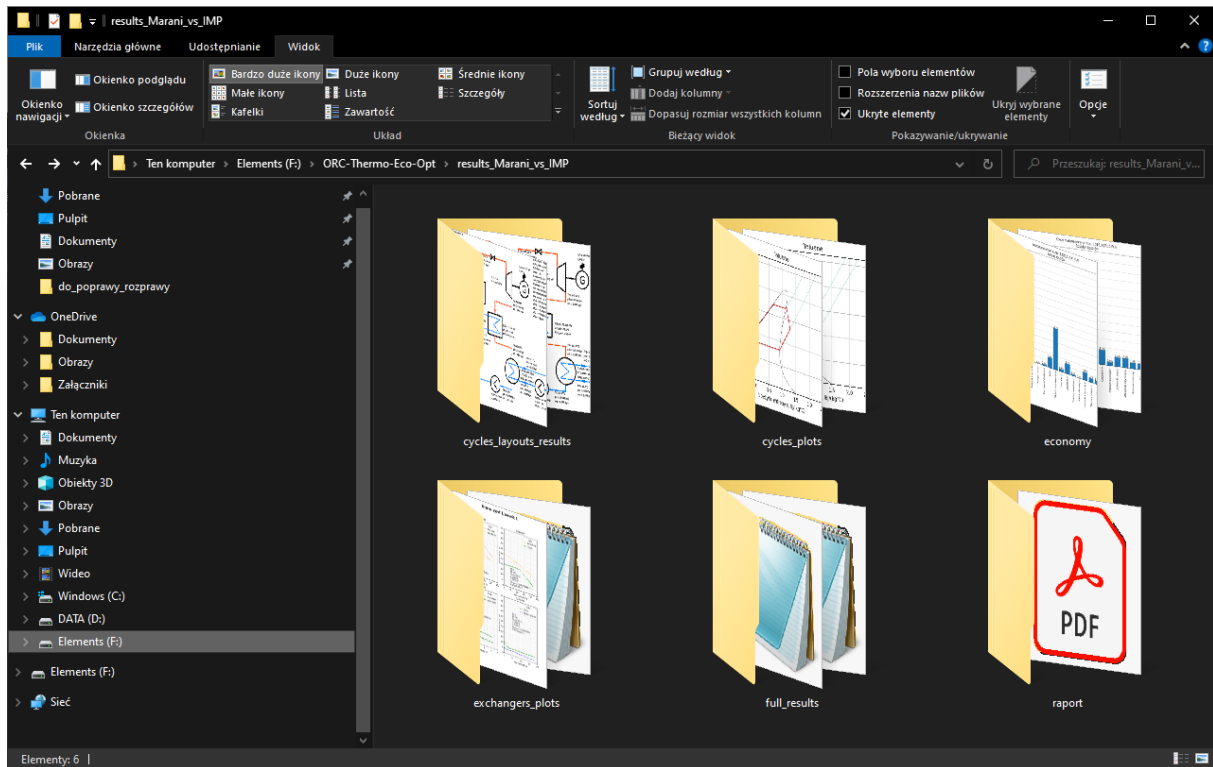
file_path = fr'F:\ORC-Thermo-Eco-Opt\results_{label}'

#Check if directories for saving exist. If not then create them
Path(file_path).mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\cycles_layouts_results').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\cycles_plots').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\exchangers_plots').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\full_results').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\raport').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\economy').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
```

Rysunek 6.11. Fragment kodu do wprowadzania parametrów źródła ciepła odpadowego

Ponieważ obliczenia mogą być prowadzone dla różnych źródeł ciepła, w celu uniknięcia nadpisywania uzyskiwanych wyników, użytkownik musi podać także etykietę (*label*) pozwalający na odróżnienie przeprowadzonych obliczeń od pozostałych. Na tej podstawie tworzona jest ścieżka (*file_path*) do folderu z wynikami analizy. Folder ten składa się z kolejnych folderów dedykowanych generowanym w trakcie analizy wykresami, schematami

obiegów z naniesionymi wynikami optymalizacji, wynikami w postaci plików csv oraz stanowiący ich syntezę raport końcowy.



Rysunek 6.12. Program automatycznie tworzy odpowiednie drzewo folderów dla zadeklarowanej ścieżki

Oprócz tego niezbędne jest wprowadzenie podstawowych wartości opisujących pracę poszczególnych komponentów układu ORC. Są to:

- Sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_i^{TURBINE}$, -
- Sprawność wewnętrzna pompy oleju termalnego $\eta_{i,o}^{PUMP}$, -
- Sprawność wewnętrzna pompy czynnika roboczego $\eta_{i,cr}^{PUMP}$, -
- Sprawność wewnętrzna pompy chłodziwa $\eta_{i,c}^{PUMP}$, -
- Przegrzanie pary czynnika roboczego w parowniku ΔT_{SUP} , °C
- Przechłodzenie skroplin w skraplaczu ΔT_{SUB} , °C
- Minimalna różnica temperatur w regeneratorsze ΔT_{min}^{REG} , °C
- Maksymalne dopuszczalne ciśnienie na wlocie do turbiny p_{max} , kPa(a)

```

eta_itT = 0.65
eta_itMP = 0.4
eta_itOP = 0.6
eta_itCW = 0.6

eta_emT = 1          #Sprawnosć elektromechaniczna

efficienties = [eta_itT, eta_itMP, eta_itOP, eta_itCW, eta_emT]

# Fixed parameters which do not change between layouts and scenarios
p_max = 1500.0      #This one parameter is limiting maximum pressure for optimization
dT_sup = 5.0       #Superheating in evaporator
dT_sub = 5.0       #Subcooling in condenser
dT_REG = 50.0      #Temperature difference in regenerator

```

Rysunek 6.13. Parametry poszczególnych komponentów są zbierane do list, które następnie stanowią dane wejściowe do głównej funkcji programu

Opisane do tej pory wielkości są zadawane na sztywno i nie można ich wykorzystać do budowania wielu scenariuszy w ramach analizy dla danego źródła ciepła. Pozostałe wartości mogą być wykorzystania do stworzenia różnych scenariuszy i są to:

- Minimalna różnica temperatur w ekonomizerze ΔT_{min}^{ECO} , °C
- Minimalna różnica temperatur w parowniku ΔT_{min}^{EVAP} , °C
- Minimalna różnica temperatur w skraplaczu ΔT_{min}^{COND} , °C
- Minimalne dopuszczalne ciśnienie (skraplania) p_{min} , kPa(a)
- Minimalna temperatura skraplania $T_{condensation,min}$, °C
- Temperatura gorącego oleju na wlocie do parownika $T_{o,in}^{EVAP}$, °C
- Temperatura chłodziwa na wlocie do skraplacza $T_{c,in}^{COND}$, °C

```

#Splitting scenario set variables into two is done due to change in number of heat exchangers, and therefore change of number of variables
#The main reason for that is lack of intermediate loop, which changes the flow of calculation in body function, by influencing not only
#the number of variables, but also changes minimal temperature differences in the rest of heat exchangers
#Regeneration is not a problem, because it's easy to skip in body function - whatever in cycle is or there is not regeneration it does
#not affects assumed minimal temperature differences in other heat exchanger
#The next reason is that body function was written with layout 4 in mind, with quiet assumption that it will be easier to skip parts of
#the function then to extend it

# Scenario set 1 is for layouts 2 and 4 - they both have intermediate loop
# Values in scenario set 1 chronological order:
#T_condensation_min, T_colant_condens_in, T_oil_evap_in, p_condensation_min, dT_ECO_min, dT_EVAP_min, dT_COND_min

scenario_set1 = [
    [60.0, 25.0, 280.0, 100.0, 60.0, 60.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 280.0, 50.0, 60.0, 40.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 310.0, 50.0, 40.0, 40.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 310.0, 20.0, 40.0, 40.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 310.0, 20.0, 40.0, 40.0, 10.0],
    [40.0, 25.0, 340.0, 20.0, 40.0, 40.0, 10.0],
    [40.0, 15.0, 340.0, 10.0, 40.0, 40.0, 10.0]
]

#Scenario set 2 for layouts 1 and 3 - they don't have intermediate loop
# Values in scenario set 2 chronological order:
#T_condensation_min, T_colant_condens_in, p_condensation_min, dT_EVAP_min, dT_COND_min

scenario_set2 = [
    [60.0, 25.0, 100.0, 120.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 50.0, 80.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 50.0, 80.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 20.0, 80.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 20.0, 80.0, 10.0],
    [40.0, 25.0, 20.0, 80.0, 10.0],
    [40.0, 15.0, 10.0, 80.0, 10.0]
]

```

Rysunek 6.14. Z wykorzystaniem części parametrów można tworzyć zestawy scenariuszy, które będą podlegać ewaluacji w trakcie optymalizacji

Przed rozpoczęciem obliczeń należy także zadać punktu startowe dla obliczenia temperatury spalin na wylocie z parownika, temperatury oleju na wylocie z parownika (dla wariantów z pętlą pośredniczącą) oraz temperatury chłodziwa na wylocie ze skraplacza.

Dopuszczalny zakres wartości startowych (podawanych w kolejności w jakiej zostały powyżej wymienione) musi mieścić się w dopuszczalnych dla każdej z nich granicach. Granice te są dobierane częściowo automatycznie, jednak mogą być modyfikowane.

```
T_guess = (T_spal_min, 80, 100)
T_bounds_lower = (T_spal_min, 25.0, T_coolant_condens_in)
T_bounds_upper = (T_spal_hot, T_oil, 100)
```

Rysunek 6.15. Dla obliczeń należy zadać guess point w kolejności: temperatura spalin na wylocie z ORC, temperatura oleju na wylocie z parownika oraz temperatura chłodziwa na wylocie ze skraplacza.

Maksymalne dopuszczalne ciśnienie jest sprawdzane dla każdego czynnika, przed przystąpieniem do właściwych obliczeń. Polega to na sprawdzeniu w pierwszej kolejności czy parametry czynnika roboczego są dostępne w bibliotece właściwości termodynamicznych (CoolProp, Refprop) oraz czy odpowiadająca maksymalnemu dopuszczalnemu ciśnieniu temperatura parowania nie jest wyższa od nośnika ciepła odpadowego (np. spalin lub w przypadku struktur z pętlą pośredniczącą założoną temperaturą oleju na wlocie do parownika). Pozwala to zawęzić obszar poszukiwań przed rozpoczęciem obliczeń oraz skrócić czas ich wykonywania.

```
print('Evaluation corectnes of assumed maximum pressure according to fluid properties')
while True:
    try:
        T_evap_at_p_max = CP.PropsSI('T', 'P', p_fluid_max1 * 1000, 'Q', 1, ORC_loop_medium) - 273.15
    except ValueError:
        p_fluid_max1 = p_fluid_max1 - 0.001
        print(p_fluid_max1)
    else:
        break

T_evap_at_p_max = CP.PropsSI('T', 'P', p_fluid_max1 * 1000, 'Q', 1, ORC_loop_medium) - 273.15

if T_evap_at_p_max > T_spal_hot:
    T_evap_at_p_max = T_spal_hot
    p_fluid_max1 = CP.PropsSI('P', 'T', T_evap_at_p_max + 273.15, 'Q', 1, ORC_loop_medium)/1000

if T_oil < T_evap_at_p_fluid_max:
    p_fluid_max2 = CP.PropsSI('P', 'T', T_oil - dT_sup + 273.15, 'Q', 1, ORC_loop_medium)/1000
```

Rysunek 6.16. Warunki brzegowe podlegają ewaluacji jeszcze przed rozpoczęciem właściwej optymalizacji. Pozwala to na zawężenie przeszukiwanego zakresu ciśnień, a co za tym idzie skrócenie czasu obliczeń

Analogiczne sprawdzenie następuje dla minimalnego ciśnienia skraplania. Jeżeli dla danego ciśnienia minimalna temperatura kondensacji jest niższa niż minimalna dopuszczalna temperatura skraplania, wówczas ciśnienie jest podnoszone. Podobnie jak w przypadku weryfikacji poprawności założenia maksymalnego ciśnienia, może to skutkować zmniejszeniem zakresu przeszukiwanego ciśnienia oraz skrócenie czasu obliczeń.

```
print('Evaluation corectnes of assumed minmal pressure according to fluid properties')
while True:
    try:
        T_medium_condens = CP.PropsSI('T', 'P', p_min * 1000, 'Q', 1, ORC_loop_medium) - 273.15
    except ValueError:
        p_min = p_min + 0.1
    else:
        break

if T_medium_condens < T_condensation_min:
    T_medium_condens = T_condensation_min
    p_min = CP.PropsSI('P', 'T', T_medium_condens + 273.15, 'Q', 1, ORC_loop_medium)/1000
```

Rysunek 6.17. Fragment kodu sprawdzający czy spełnione są warunki brzegowe dla danego czynnika. Sprawia to, że różne czynniki mogą mieć różne ciśnienie i temperaturę skraplania.

Funkcją podlegającą optymalizacji jest funkcja *power_output*. W funkcji tej sprawdzane są kolejne wartości ciśnienia, a obieg ORC jest obliczany po przez zmianę temperatury spalin na wylocie z układu ORC, temperatury oleju na wylocie z parownika (dla układów z parownikiem) oraz temperaturę gorącego chłodziwa na wylocie ze skraplacza. Funkcja dąży do odnalezienia takiego ciśnienia *p*, dla którego układ osiągnie największą moc. Wartości temperatur będące zmiennymi, są dobierane w taki sposób aby różnica temperatur w trakcie obliczeń ΔT_{calc} dla każdego wymiennika była równa różnicom temperatur wprowadzonym do programu jako założenia w danych wejściowych.

```
def power_output(p, flue_gases_parameters, fluids, efficiencies, other, coefficients, scenario, T_guess, T_bounds_lower, T_bounds_upper, file_path, label):
    T_solved = least_squares(fun = body,
                            x0 = T_guess,
                            bounds = (T_bounds_lower, T_bounds_upper),
                            args = (p, flue_gases_parameters, fluids, efficiencies, other, coefficients, scenario, file_path, label, True, False, False))
    T_spal_cold_min, T_oil_eco_in, T_coolant_condens_out = T_solved.x
    return 1.0/body([T_spal_cold_min, T_oil_eco_in, T_coolant_condens_out], p, flue_gases_parameters, fluids, efficiencies, other, coefficients, scenario,
```

Rysunek 6.18. Funkcja *power_output* jest wrapperem, czyli funkcją wywołującą inną funkcję.

Sama funkcja odwołuje się jednak do innej o nazwie *body*, w której następuje pojedyncze przeliczenie układu ORC dla testowanego ciśnienia i zestawu zmiennych temperatur. Funkcja ta jest rdzeniem programu, gdzie dokonywane są obliczenia termodynamiczne układu ORC. W większości stanowi ona zestaw równań opisujących pracę układu ORC. Domyślnie w trakcie pojedynczego przeliczenia następuje optymalizacja powierzchni wymiany ciepła, obliczenie kosztów układu ORC (poprzez odwołanie do odpowiednich funkcji kosztów) oraz redukcji emisji zanieczyszczeń.

```
def body(T, p_max, flue_gases_parameters, fluids, efficiencies, other, coefficients, scenario, file_path, label, solve_temperatures = True, optimization = True, show_figure = False):
    dt_sup = other[0] #C, przegrzew czynnika roboczego, za parownikiem
    dt_sub = other[1] #C, przechłodzenie czynnika roboczego za skraplaczem
    scenario_number = other[3]
    layout_number = other[4]
    # Assigning variable from chosen scenario set
    if layout_number == 2 or layout_number == 4:
        #Assumptions form scenario set 1 - for cycle with intermediate loop
        T_condensation_min = scenario[0] #C, minimalna temperatura skraplania
        T_coolant_condens_in = scenario[1] #C, temperatura wody chłodzącej na wlocie do kondensatora
        T_oil_evap_in = scenario[2] #C, na razie tylko taki scenariusz
        p_condensation_min = scenario[3] #kPa(a), minimalne cisnienie kondensacji
        dt_eco_min = scenario[4] #C, minimalna różnica temperatur w ekonomizerze
        dt_evap_min = scenario[5] #C, minimalna różnica temperatur w parowniku
        dt_condens_min = scenario[6] #C, minimalna różnica temperatur w kondensatorze
    else:
        #Assumptions form scenario set 1 - for cycle without intermediate loop
        T_condensation_min = scenario[0] #C, minimalna temperatura skraplania
        T_coolant_condens_in = scenario[1] #C, temperatura wody chłodzącej na wlocie do kondensatora
        T_oil_evap_in = 0
        dt_eco_min = 0
        p_condensation_min = scenario[2] #kPa(a), minimalne cisnienie kondensacji
        dt_evap_min = scenario[3] #C, minimalna różnica temperatur w parowniku
        dt_condens_min = scenario[4] #C, minimalna różnica temperatur w kondensatorze
    dt_heat_exchangers = np.zeros(4) #macierz do zbierania obliczonych minimalnych różnic temperatury w wymiennikach ciepła
    T_spal_cold_min = T[0]
    T_oil_eco_in = T[1]
    T_coolant_condens_out = T[2]
    body = np.zeros(3)
    p_oil_loop = 300 #kPa(a), cisnienie w pętli olejowej
    p_coolant = p_oil_loop
    eta_itT = efficiencies[0] #Sprawność wewnętrzna turbiny
    eta_itMP = efficiencies[1] #Sprawność wewnętrzna pompy obiegowej czynnika roboczego
    eta_itOP = efficiencies[2] #Sprawność wewnętrzna pompy obiegowej oleju
    eta_itCW = efficiencies[3] #Sprawność wewnętrzna pompy wody chłodzącej
    eta_emT = efficiencies[4] #Sprawność elektromechaniczna
    #Stosowane czynniki robocze
    oil_loop_medium = fluids[0]
    ORC_loop_medium = fluids[1]
    coolant = fluids[2]
    #SPALINY
    #skład spalin, na razie zadany na sztywno, w przyszłości chcę by mógł się dynamicznie
    #zmieniać i w ten sam sposób wpływać na pracę ORC
    CO2 = flue_gases_parameters[0]
    O2 = flue_gases_parameters[1]
    N2 = flue_gases_parameters[2]
    H2O = flue_gases_parameters[3]
    T_spal_hot = flue_gases_parameters[4] #C, chciałbym, w przyszłości chcę żeby zmieniała się dynamicznie wpływając na pracę ORC, do maks 540 C
```

Rysunek 6.19. Funkcja *body* jest najbardziej rozbudowany w opracowanych narzędziach. Skupia się na obliczeniach termodynamicznych oraz ich pochodnych.

Ze względu na łatwiejsze debugowanie zdecydowano się na rozbitcie funkcji do optymalizacji powierzchni wymiany ciepła na cztery osobne (dla ekonomizera, parownika, regeneratora i skraplacza). Funkcje te mogą być zaimportowane do innego programu i tam używane pod warunkiem poprawnego wprowadzenia danych

```

"
"USER DEFINED FUNCTIONS USED IN CALCULATION"

def evap_minimize_surface(tube_fluid, T_tube_in, T_tube_out, p_tube_in, dp_tubes, m_tube,
    shell_fluid, T_shell_in, T_shell_out, p_shell_in, dp_shell, m_shell,
    Np, Nb, d_i, d_o, Pt, Lo, R_tube_in, R_tube_out, Ds_max, Lt_max,
    CO2 = 0, O2 = 0, N2 = 0, H2O = 0):
    """
    Desgins evaporator according to set limitations and key assumptions and returns dict with detailed results.

    What else has yet to be done:
        * add limitations to lenght and shell diameter
        *

    Input parameters:

    shell_fluid - name of medium. In case of flue gas provide namse in pattern: f'HEOS::CO2[{CO2}]&O2[{O2}]&N2[{N2}]&H2O[{H2O}]'
    tube_fluid - name of medium in tubes

    Np - number of passses through shell, -
    Nb - number of baffles, -
    d_i - inner tube diameter, m
    d_o - outer diameter of tube, m
    Pt - tube pitch, distance between venters of two tubes, m
    Lo - tube layout, square(90) or triangular (60)
    dp_shell - allowed pressure drop, shell side kPa(a)
    dp_tubes - allowed pressured drop, tube side kPa(a)
    R_tube_in - fouling factor inside of tube
    R_tube_out - fouling factor outside of the tube

    CO2, O2, N2, H2O - molar composition of flue gas (sum to 1). Default all components set to 0
    """
    """

```

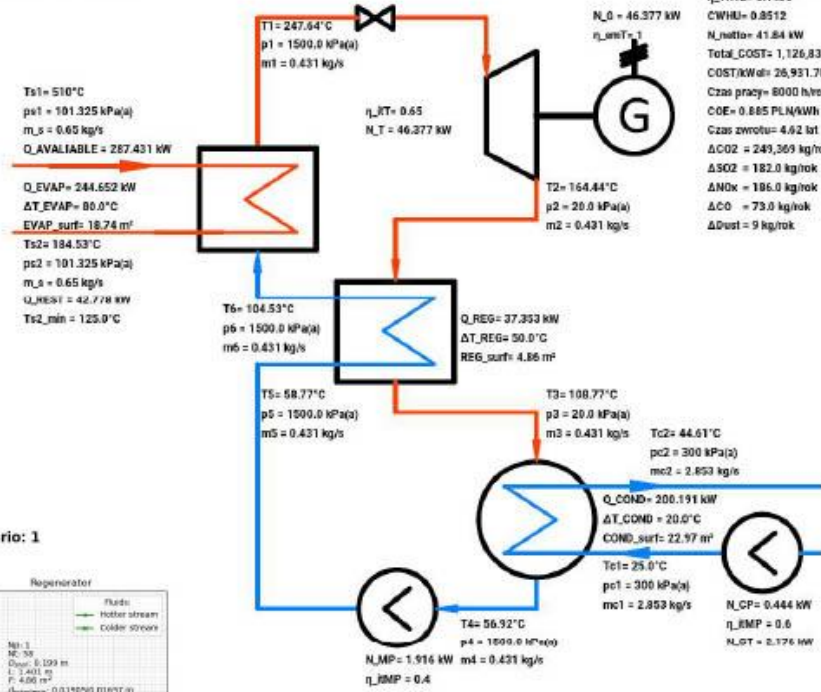
Rysunek 6.20. W miarę tworzenia kolejnych części programu wdrażano także coraz większą liczbę dobrych praktyk, dlatego im później powstała funkcja, tym bardziej jest ona przyjazna użytkownikowi. Opisy danych wejściowych i wyjściowych stanowią integralny element funkcji do optymalizacji powierzchni wymiany ciepła. Mogą być stosowane całkowicie niezależnie od głównego programu.

Uzyskane wyniki umieszczane są w postaci plików jpg oraz csv w utworzonych na początku folderach. Poniżej załączono wydruk, który jest częścią studium przypadku przedstawionego w rozdziale 7.

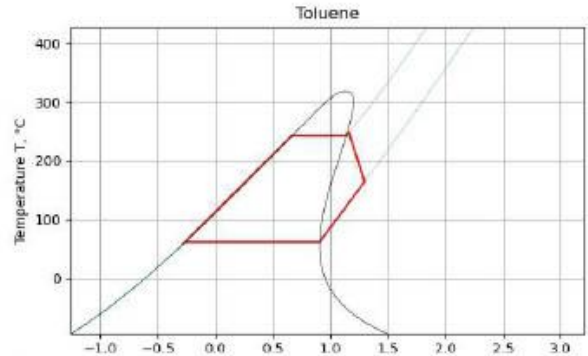
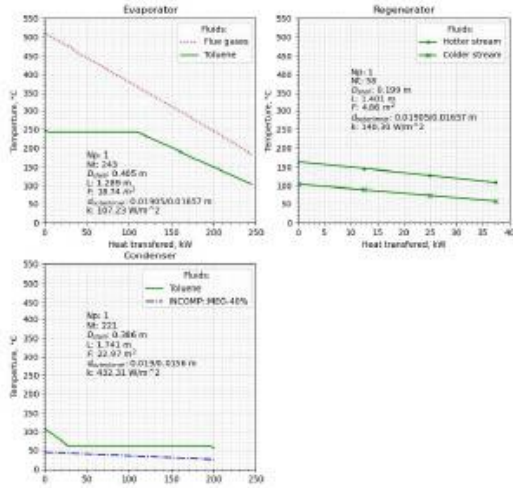
Toluene, layout: 3, scenario: 1

Medium = Toluene, layout: 3
label = Morani_vs_JMP_chuj

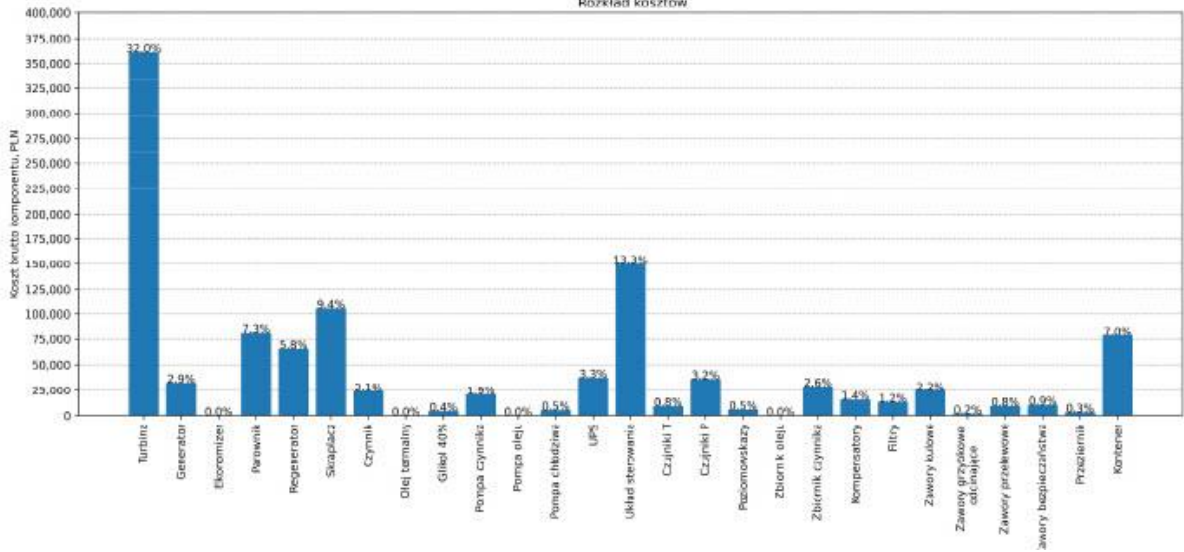
$\eta_{DRG_brutto} = 0.1896$
 $\eta_{DRG_netto} = 0.171$
 $\eta_{THTE} = 0.1456$
 $CWHLU = 0.8512$
 $N_{netto} = 41.84 \text{ kW}$
Total_COST = 1,126,833.71 PLN
COST/kWh = 26,931.70 PLN/kWh
Czas pracy = 8000 h/rok
COE = 0.885 PLN/kWh
Czas zwrotu = 4.92 lat
 $\Delta CO_2 = 249,369 \text{ kg/rok}$
 $\Delta SO_2 = 182.0 \text{ kg/rok}$
 $\Delta NO_x = 186.0 \text{ kg/rok}$
 $\Delta CO = 73.0 \text{ kg/rok}$
 $\Delta Dust = 9 \text{ kg/rok}$



Toluene, layout: 3, scenario: 1



Koszt materiałowy brutto: 1,126,833.71 PLN
Rozkład kosztów



Rysunek 6.21. Standardowy wydruk z wyników optymalizacji mieści się na jednej stronie A4 i zawiera kompletne wyniki optymalizacji: parametry termodynamiczne, ekonomiczne oraz konstrukcyjne wymienników ciepła

Plik csv z wynikami stanowi wsad do osobnego programu dokonującego obliczeń pod zmiennym obciążeniem. W programie tym należy zadać ścieżkę do pliku z wynikami, wybrać numer wiersza z wynikami dla wybranego przypadku, zadać badany zakres parametrów (temperatura i przepływ), aby wykonać obliczenia mające wskazać wyniki pod zmiennym obciążeniem, lub jeżeli podano cały zakres wyznaczyć zakres parametrów umożliwiający działanie układu ORC bez wprowadzania zmian konstrukcyjnych.

```

Ładuje parametry design

Mają nie pozaokrągłane wartości, dzięki czemu są mniejsze rozbieżności w trakcie weryfikacji

"""

design = pd.read_csv(r'F:\ORC-Thermo-Eco-Opt\results_Marani_vs_IMP\full_results\results_Marani_vs_IMP.csv', sep = ',')

"""Wartości nominalne w poszczególnych punktach"""

#Spaliny
Ts1_nom = 510 #C
Ts2_nom = design['T_spal_cold_min'][0] #C
ms_nom = 0.65 #kg/s
ps_nom = 101.325 #kPa(a)

# Skład gazu
CO2 = 0.0670
O2 = 0.0610
N2 = 0.7410
H2O = 0.1310

hs1_nom = CP.PropsSI('Hmass', 'T/gas', Ts1_nom + 273.15, 'P', ps_nom * 1000, f'HEOS::CO2[{CO2}]&O2[{O2}]&N2[{N2}]&H2O[{H2O}]')/1000
hs_ref = CP.PropsSI('Hmass', 'T/gas', 125 + 273.15, 'P', ps_nom * 1000, f'HEOS::CO2[{CO2}]&O2[{O2}]&N2[{N2}]&H2O[{H2O}]')/1000

Qs_nom = ms_nom*(hs1_nom-hs_ref)

#Olej
To1_nom = 310 #C
To1q1_nom = 307.93 #C
To1q0_nom = 183.44 #C
To2_nom = design['T_oil_evap_out'][0] #C
To3_nom = design['T_oil_eco_in'][0] #C
mo_nom = design['m_oil'][0] #kg/s
po_nom = design['p_oil_loop'][0] #kPa(a)

rhoo2_nom = CP.PropsSI('Dmass', 'T', To2_nom + 273.15, 'P', po_nom * 1000, 'INCOMP::T66')
rhoo3_nom = CP.PropsSI('Dmass', 'T', To3_nom + 273.15, 'P', po_nom * 1000, 'INCOMP::T66')
rhoo_nom = (rhoo2_nom+rhoo3_nom)/2
V_oil_nom = mo_nom/rhoo_nom

eta_oil_pump_nom = design['eta_itOP'][0]

```

Rysunek 6.22. Fragment kodu programu do obliczeń off-design. Wczytanie wyników optymalizacji układu ORC znacząco uprasza posługiwanie się programem pozostawiając po stronie użytkownika wprowadzenie parametrów temperatury i przepływu nośnika ciepła do przetestowania oraz

Kompletny zestaw wyników jest zapisywany do pliku csv (domyślnie w tym samym folderze, w którym znajduje się plik wykonawczy, jednak można podać własną ścieżkę). Pozwala to na późniejszą analizę i wizualizację uzyskanych wyników.

W załączniku nr 1 umieszczono większe istotne fragmenty kodu.

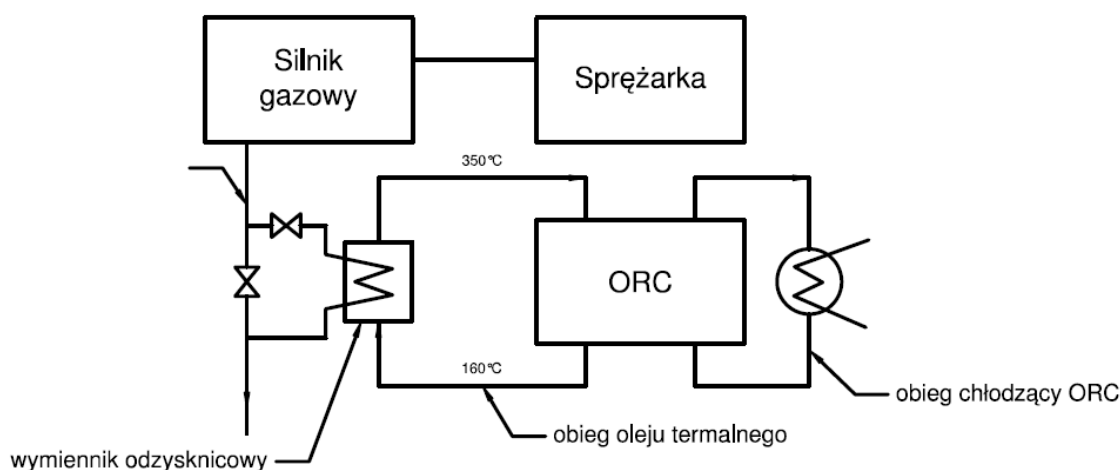
7. Studium przypadku

Jako studium przypadku oraz weryfikację opracowanych narzędzi wybrano parametry nośnika ciepła odpadowego wykorzystane w projekcie Marani ORC30, ze względu na obszerne i stosunkowo transparentne przedstawienie przeprowadzonych prac oraz założeń w raportach dostarczonych przez IMP [70,71,90]. Pozwala to na porównanie wyników uzyskiwanych przy wykorzystaniu narzędzi opracowanych w ramach doktoratu w języku programowania Python do niezależnych obliczeń IMP przeprowadzonych w Matlabie.

7.1. Założenia

Źródło ciepła będące podstawą dla studium przypadku zostało już wcześniej wspomniane w rozdziale 5.2 opisującym prototyp Marani ORC30. Jest to kontenerowy zespół sprężarkowo-gazowy będący własnością i eksploatowany przez Marani na terenie kopalni Halemba. Zespół ten składa się z silnika gazowego, zasilanego gazem z odmetanowania kopalni oraz zintegrowanej z nim sprężarki. Silnik przekazuje wytworzoną moc mechaniczną, bez przetworzenia do postaci energii elektrycznej, bezpośrednio do napędu sprężarki.

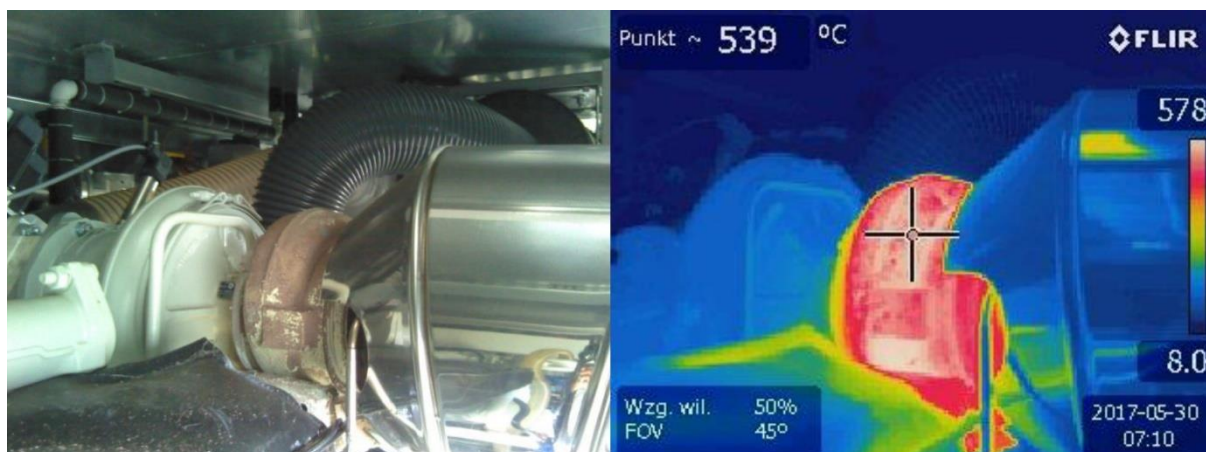
Silnik co do zasady (poza włączeniem oraz odstawieniem) pracuje na swoich nominalnych parametrach i nie jest eksploatowany pod niepełnym obciążeniem. Dane przyjęte do analizy stanowią syntezę danych udostępnionych przez producenta (karta katalogowa, dokumentacja techniczno-ruchowa) oraz pomiarów weryfikacyjnych. Strategia eksploatacji silnika pozwoliła na łatwą identyfikację punktu projektowego. Ciepło niskotemperaturowe pochodzące z chłodnicy oleju pozostaje niezagospodarowane.



Rysunek 7.1 Koncepcja integracji układu ORC z zespołem silnika gazowego napędzającego sprężarkę

5. Silnik sprężarki		
Typ silnika		PERKINS 4006-23TRS2
Ilość cylindrów / układ		6 / rzędowy
Cykl pracy		4 suw. zapłon iskrowy
Moc mechaniczna nominalna (dla 1500 obr/min)		393 kW
Prędkość obrotowa		1500 obr/min
Pojemność skokowa		22,92 dm ³
Stopień sprężania		12:1
Zużycie oleju ⁽¹⁾		0,06 l/h
Pojemność układu smarowania		122,7 l
Maksymalne nadciśnienie płynu chłodniczego silnika		2,5 bar
Temperatura płynu chłodniczego	min. temp. na wejściu do silnika	80°C
	max. temperatura płynu chłodniczego w silniku	88°C
	Dopuszczalna różnica temperatur wejście/wyjście	6°C
	włączenie alarmu	92°C
	wyłączenie agregatu	95°C
Temperatura spalin za turbosprężarką		512°C

Rysunek 7.2. Parametry silnika na podstawie karty katalogowej.



Rysunek 7.3. Pomiary powierzchni kolektora spalin z wykorzystaniem kamery termowizyjnej

Do analizy przyjęto następujące parametry źródła ciepła odpadowego:

- $T_{nc} = 510^{\circ}\text{C}$
- $\dot{m}_{nc} = 0,65 \text{ kg/s}$
- $p_{nc} = 101,325 \text{ kPa(a)}$
- nośnik ciepła odpadowego – spaliny z silnika gazowego zasilanego gazem z odmetanowania kopalni o składzie objętościowym:
 - $\text{CO}_2 = 0,0670$
 - $\text{O}_2 = 0,0610$
 - $\text{N}_2 = 0,7410$
 - $\text{H}_2\text{O} = 0,1310$

Tab. 7.1. Założenia przyjęte do przeprowadzenia analizy.

Parametr	Jednostka	Struktura technologiczna			
		1	2	3	4
$\eta_i^{TURBINE}$	-	0,65	0,65	0,65	0,65
$\eta_{i,cr}^{PUMP}$	-	0,40	0,40	0,40	0,40
$\eta_{i,o}^{PUMP}$	-	-	0,60	0,60	0,60
$\eta_{i,c}^{PUMP}$	-	-	0,60	0,60	0,60
ΔT_{min}^{ECO}	$^{\circ}\text{C}$	-	40,0	-	40,0
ΔT_{min}^{EVAP}	$^{\circ}\text{C}$	80,0	40,0	80,0	40,0
ΔT_{min}^{REG}	$^{\circ}\text{C}$	-	-	50,0	50,0
ΔT_{min}^{COND}	$^{\circ}\text{C}$	20,0	20,0	20,0	20,0
$T_{o,in}^{COND}$	$^{\circ}\text{C}$	-	310,0	-	310,0
$T_{c,in}^{COND}$	$^{\circ}\text{C}$	25,0	25,0	25,0	25,0
ΔT_{SUP}	$^{\circ}\text{C}$	5,0	5,0	5,0	5,0
ΔT_{SUB}	$^{\circ}\text{C}$	5,0	5,0	5,0	5,0
$T_{condensation,min}$	$^{\circ}\text{C}$	50,0	50,0	50,0	50,0
$T_{c,in}^{COND}$	$^{\circ}\text{C}$	25,0	25,0	25,0	25,0
p_{min}	kPa(a)	20,0	20,0	20,0	20,0
p_o	kPa(a)	-	300,0	-	300,0
p_c	kPa(a)	300,0	300,0	300,0	300,0
ΔH_o^{PUMP}	m	10,0	10,0	10,0	10,0
ΔH_c^{PUMP}	m	25,0	25,0	25,0	25,0

Ponieważ opracowane narzędzia dokonują od razu wyceny układu ORC, zakres analizowanych czynników został zawężony tylko do takich, których koszty są znane:

- Toluen
- Cykloheksan
- p-Ksylen
- m-Ksylen
- Benzen
- MM

Jako olej w pętli pośredniczącej przyjęto Terminol66, a jako chłodziwo 40% wodny roztwór glikolu.

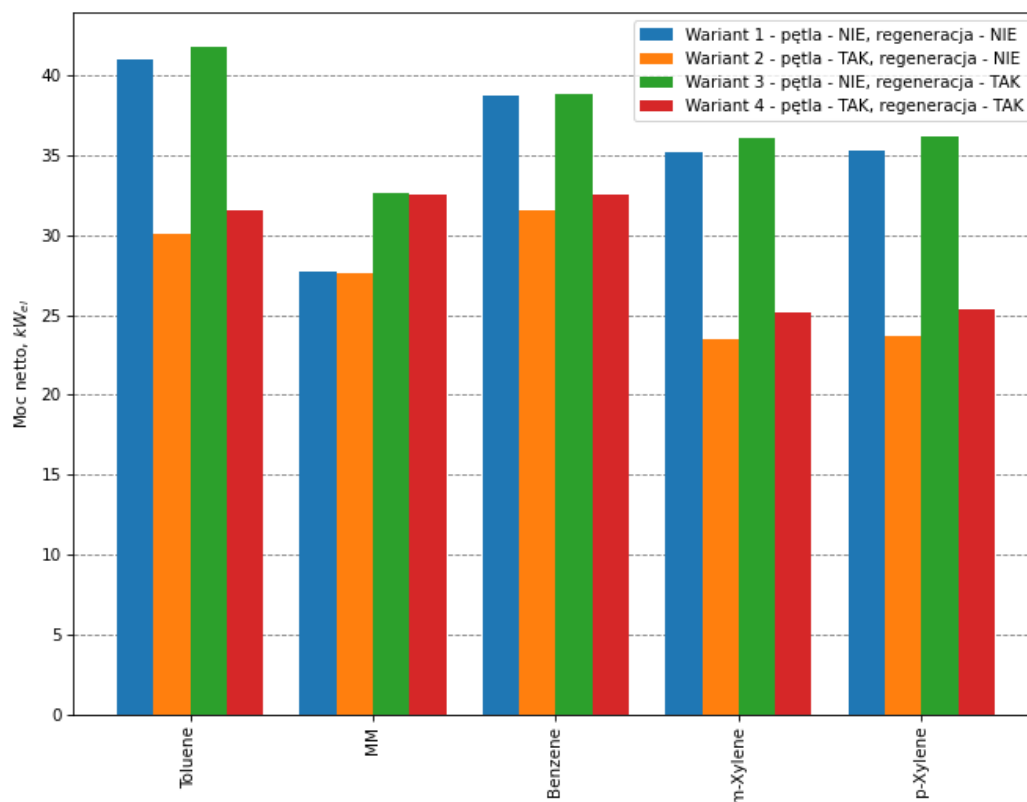
Podobnie jak przypadku kosztów, od razu obliczana jest powierzchnia wymiany ciepła wymienników, a co za tym idzie założenia do ich analizy muszą zostać zdefiniowane już jako dane wejściowe.

Tab. 7.2. Założenia do obliczeń powierzchni wymienników ciepła.

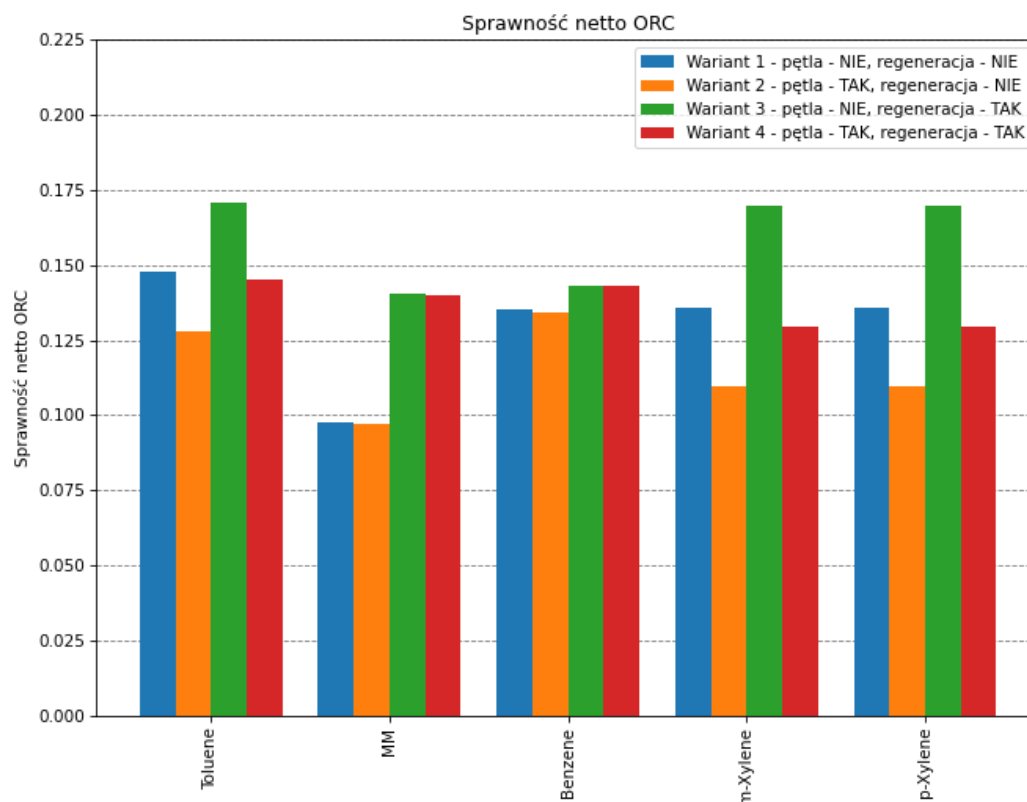
Parametr	Wymiennik			
	Ekonomizer	Parownik	Regenerator	Skraplacz
N_p	1	1	1	1
N_b	0	0	0	0
d_i	15,6	16,57	16,57	15,6
d_o	19,0	19,05	19,05	19,0
P_t	24,8	23,81	23,81	23,81
L_o	60°	60°	60°	60°
D_{shell}^{max}	0,5	0,5	0,2	0,5
L_{tubes}^{max}	2,0	2,0	2,0	2,0
Płaszcz	Spaliny	Olej lub spaliny	Czynnik roboczy (para)	Czynnik roboczy
Rurki	Olej	Czynnik roboczy	Czynnik roboczy (ciecz)	Chłodziwo
Materiał	stal czarna	stal czarna	stal czarna	stal czarna

Wybrane kryterium optymalizacji to moc netto układu ORC. Uzyskane wyniki zostały zaprezentowane na rysunkach (7.4-7.10).

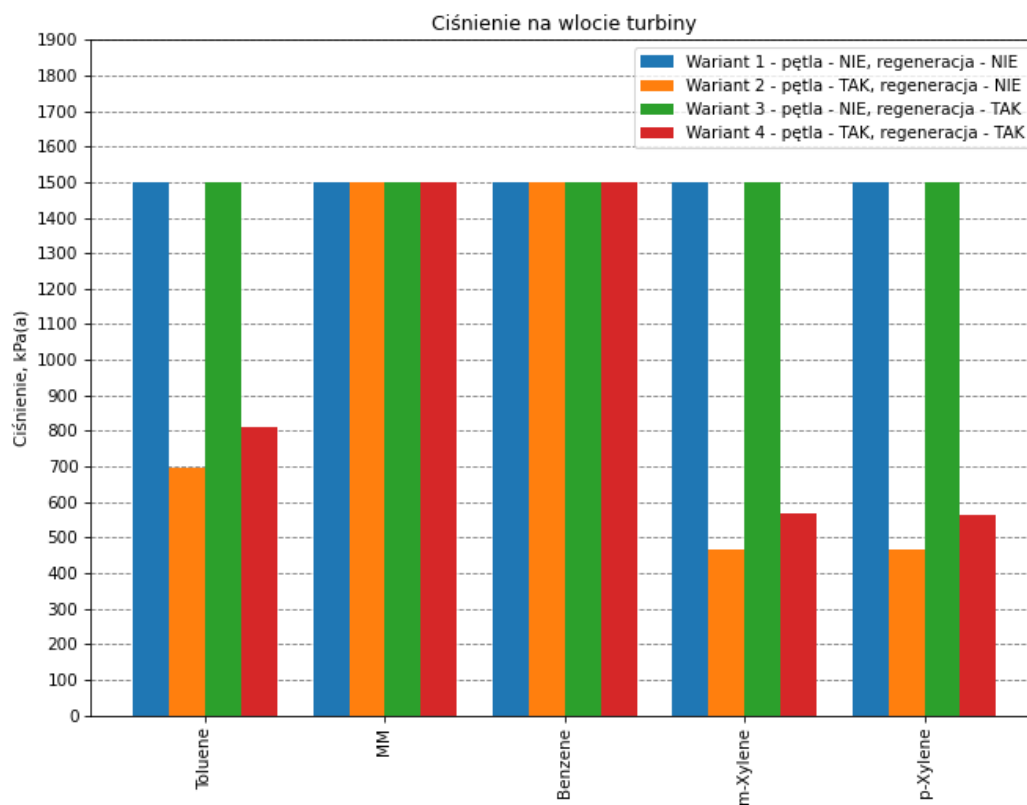
7.2. Wyniki studium przypadku



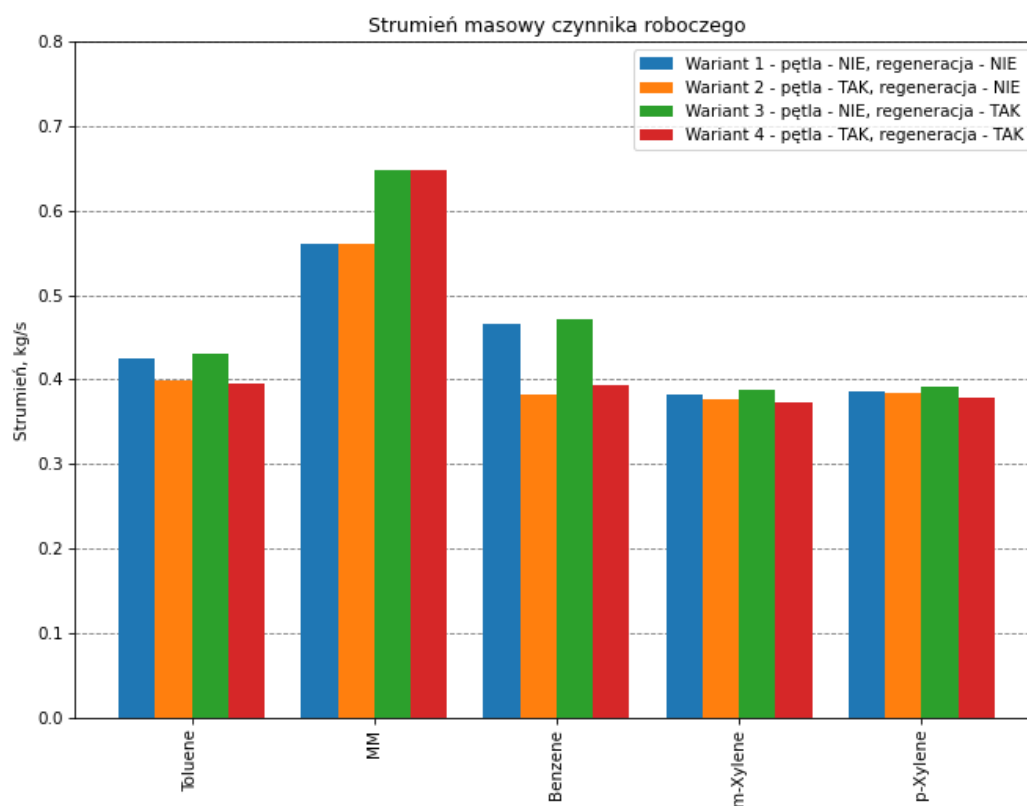
Rysunek 7.4. Moc netto dla przeanalizowanych przypadków – największa moc netto 41.84 kW_e dla układu ORC pracującego w strukturze technologicznej 3 i wykorzystującego toluen.



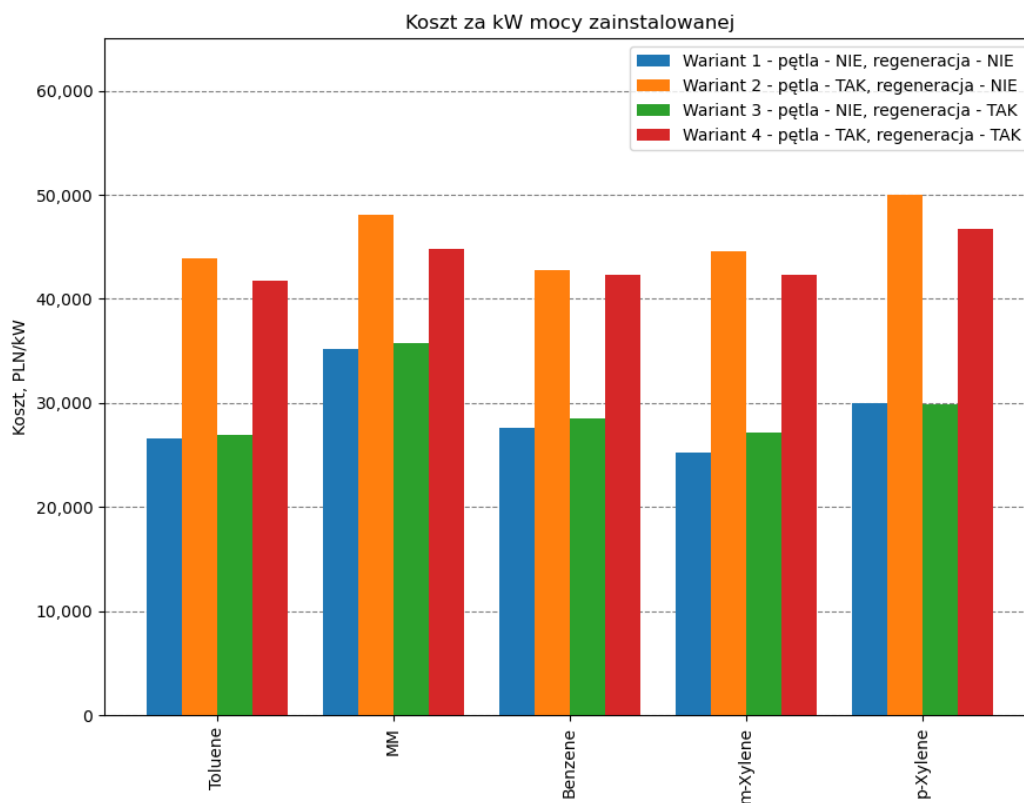
Rysunek 7.5. Sprawność netto układu ORC



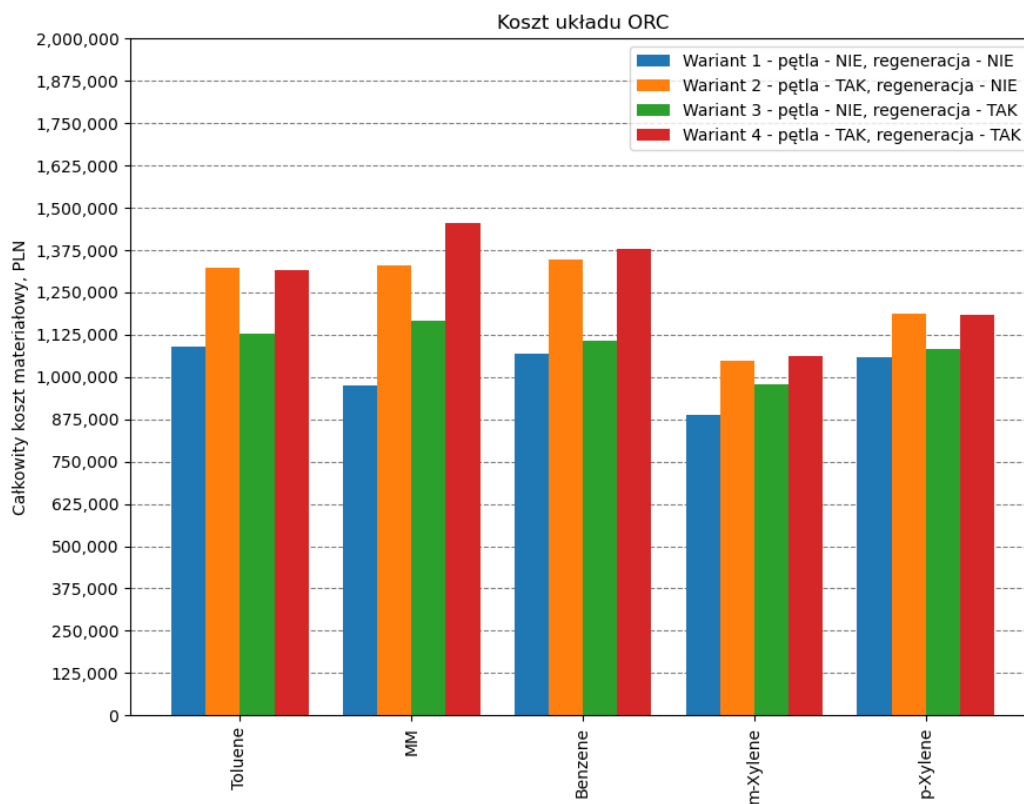
Rysunek 7.6. Ciśnienie na wlocie do turbiny dla poszczególnych analizowanych przypadków



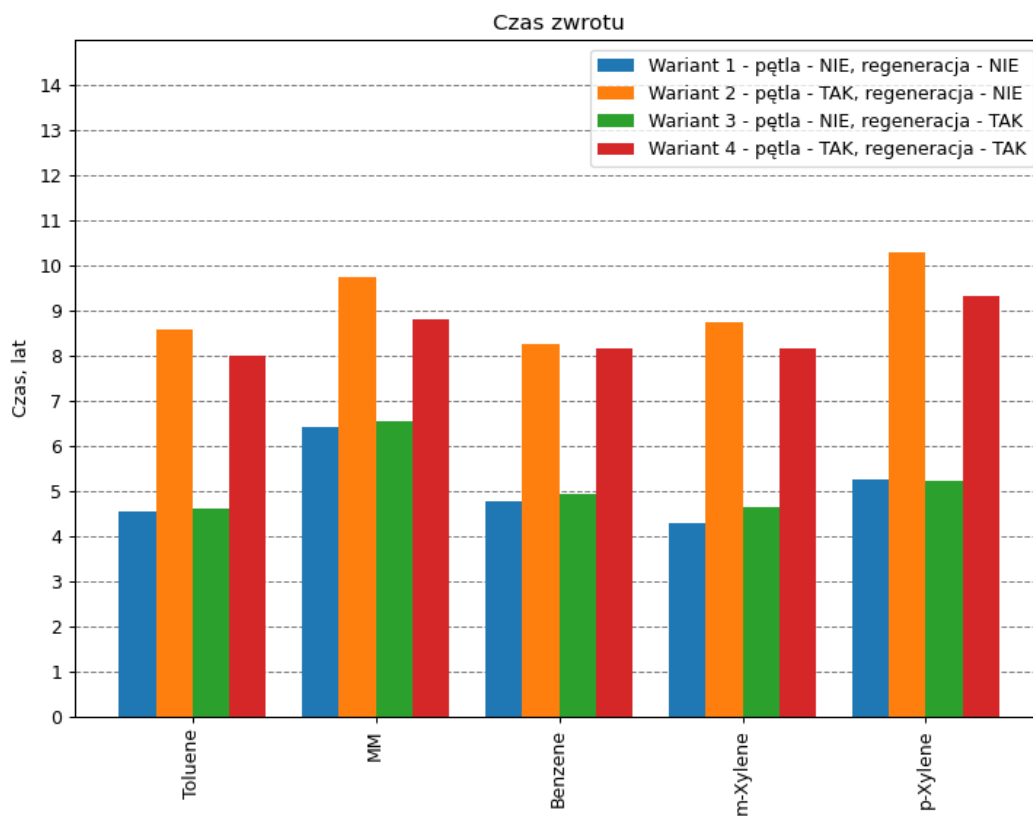
Rysunek 7.7. Zestawienie przepływu czynnika roboczego dla przeanalizowanych przypadków.



Rysunek 7.8 Koszt układu ORC na kW zainstalowanej mocy elektrycznej netto

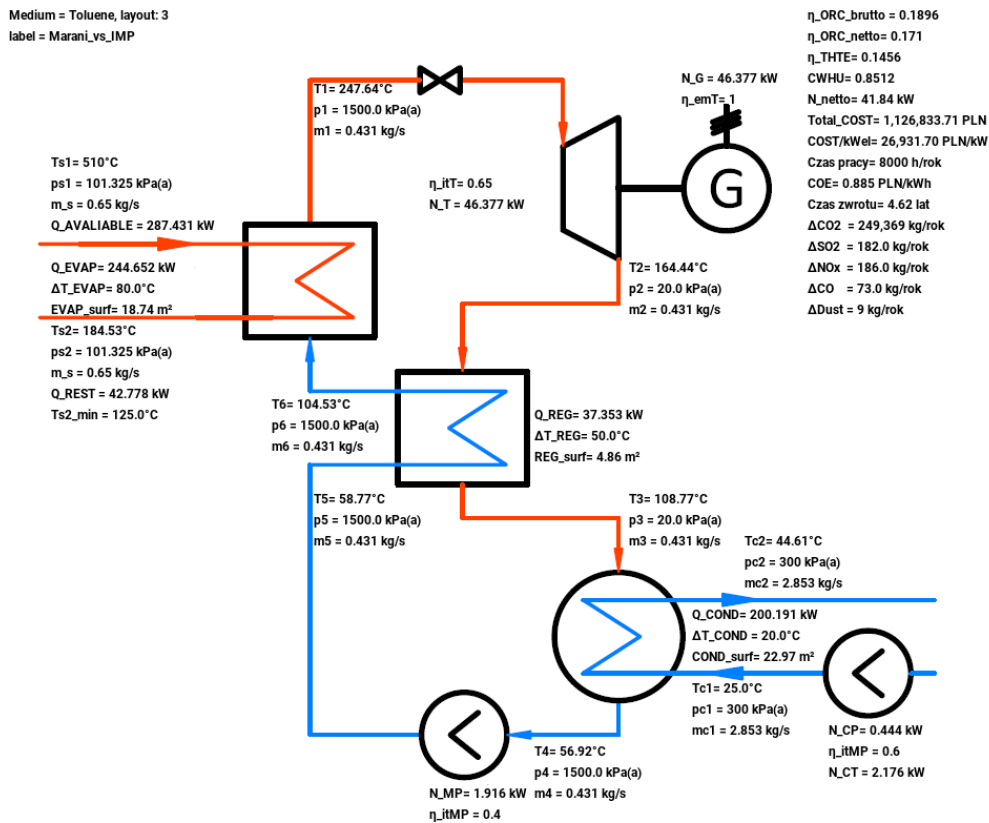


Rysunek 7.9 Całkowity koszt układu ORC



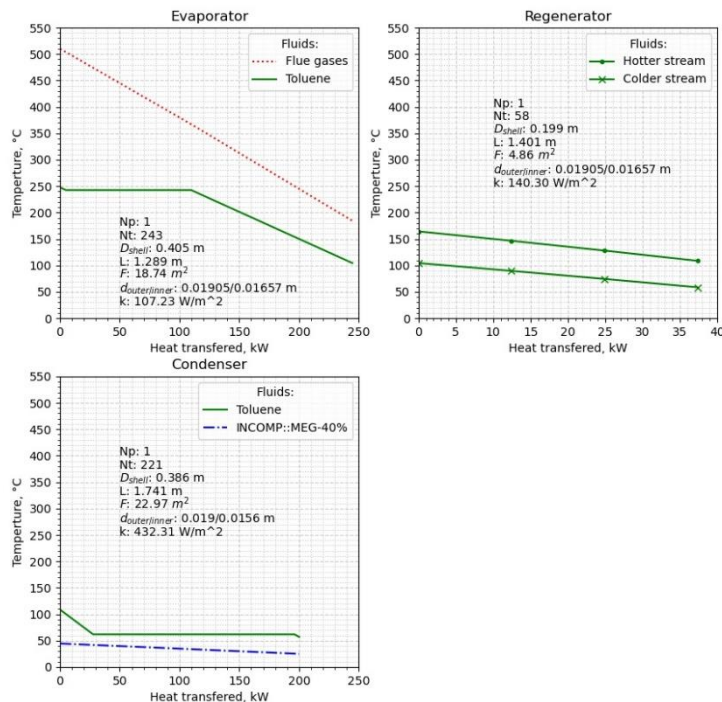
Rysunek 7.10 Czas zwrotu

Najwyższa moc i sprawność została osiągnięta dla toluenu w strukturze technologicznej 3.

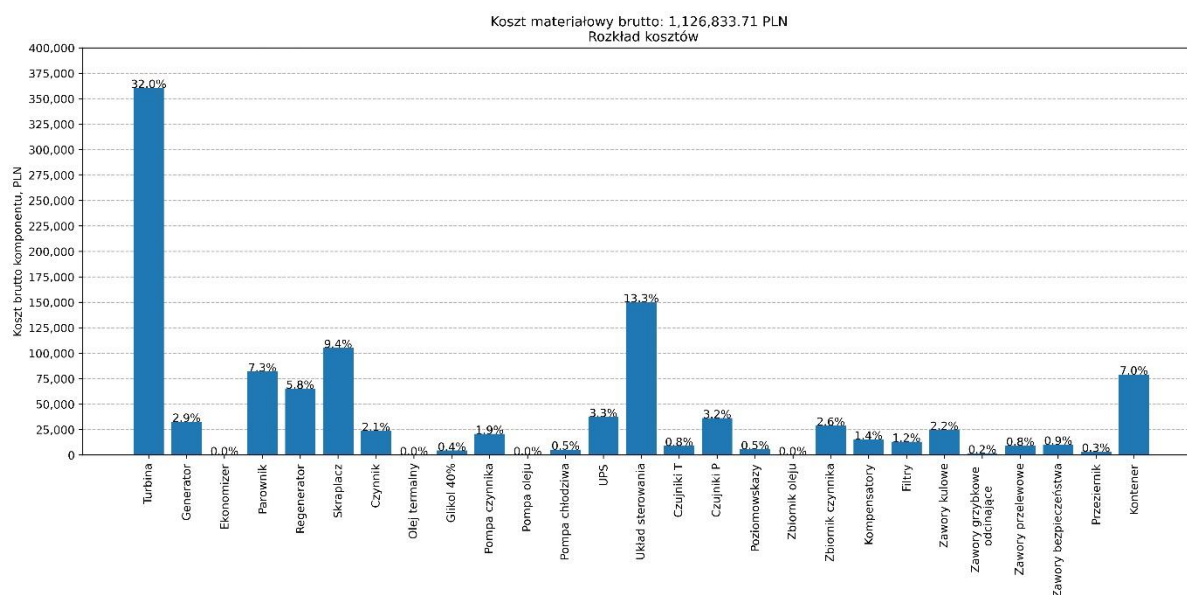


Rysunek 7.11. Szczegółowe parametry dla najkorzystniejszego rozwiązania pod względem generowanej mocy netto.

Toluene, layout: 3, scenario: 1



Rysunek 7.12. Wizualizacja rozkładu temperatur w poszczególnych wymiennikach wraz z parametrami konstrukcyjnym



Rysunek 7.13 Oszacowane koszty dla najkorzystniejszego pod względem generowanej mocy netto wariantu.

Czas zwrotu jest najkrótszy dla m-Ksylenu pracującego w strukturze technologicznej 1 (4,28 lat). Jednak toluen w strukturze technologicznej nr 3 wypada najlepiej w ramach tej struktury technologicznej (4,62 lat), a różnica w czasie zwrotu pomiędzy m-Ksylenem w strukturze technologicznej 1 jest niewielka. Możliwe, że wzrost ceny energii elektrycznej przełożyłby się na skrócenie czasu zwrotu dla toluenu pracującego w strukturze technologicznej nr 3.

Analizując dane przedstawione na rysunku 7.10 można także zauważyć trend polegający na pogorszeniu czasu zwrotu wraz z wzrostem poziomu skomplikowania zastosowanej struktury technologicznej. Struktury technologiczne 2 i 4, wykorzystujące pętle pośredniczącą osiągają mniejsze moce netto oraz dłuższe czasy zwrotu. Zastosowanie regeneracji ciepła, choć na ogół podnosi sprawność oraz osiąganą moc, to wynikające z niej korzyści nie kompensują dodatkowych kosztów poniesionych na wymiennik regeneracyjny. Możliwe, że przyjęcie osiąganey mocy netto jako kryterium optymalizacji jest słuszne tylko w ograniczonym zakresie, czyli w ramach tej samej struktury technologicznej.

Przeprowadzone obliczenia w jednym kroku pozwalają na uzyskanie informacji o docelowym czynnikiem roboczym i strukturze technologicznej, optymalnych parametrach termodynamicznych układu (ciśnienia, temperatury, przepływy), wymiarach wymienników ciepła, kosztach wyprodukowania oraz efekcie ekologicznym. Rysunki 7.13-7.15 są generowane są standardowo dla każdego z rozważanych przypadków (czynnik, struktura technologiczna, zestaw założeń np. toluene, layout: 3, scenario: 1)

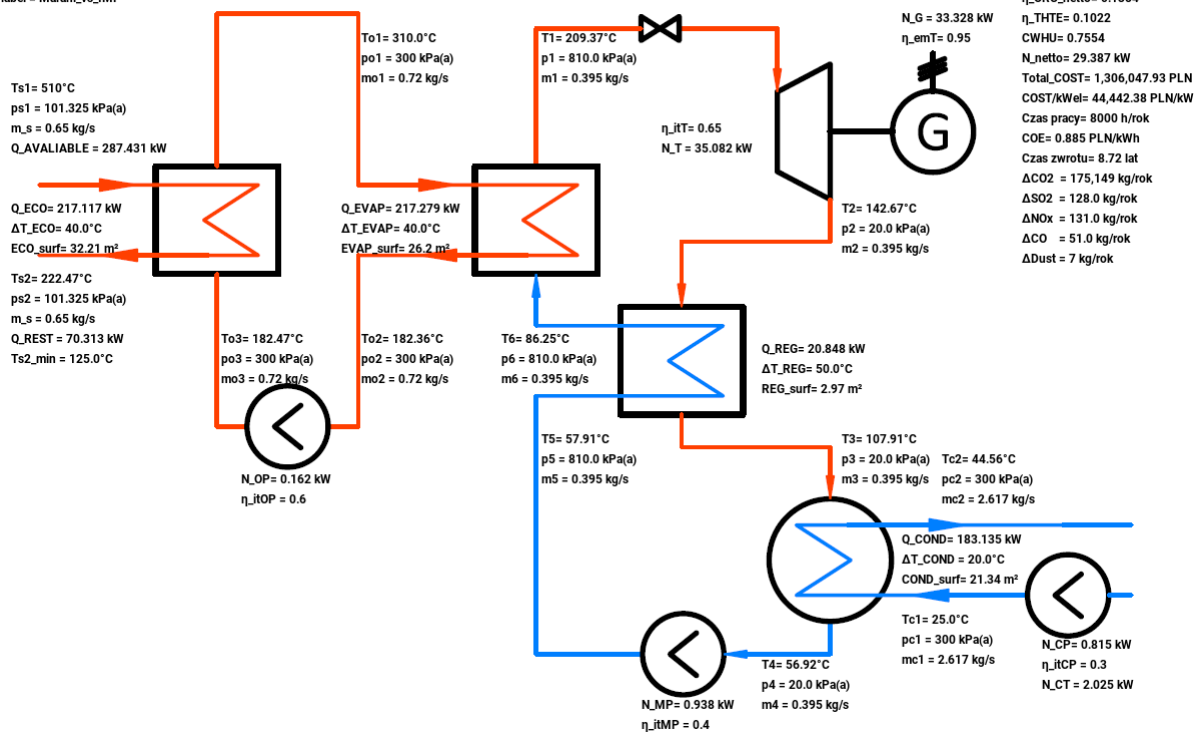
Choć ostatecznie na wybór realizowanego wariantu mogą wpłynąć czynniki nie ujęte w ramach opracowanych narzędzi (bezpieczeństwo eksploatacji, dostępność czynnika roboczego, dotychczasowe doświadczenia z budowy prototypów) to uzyskiwane wyniki mają na celu wspomaganie takich decyzji w możliwie najszybszy oraz najbardziej pełny sposób.

7.3. Porównanie wyników obliczeń własnych z prezentowanymi przez IMP

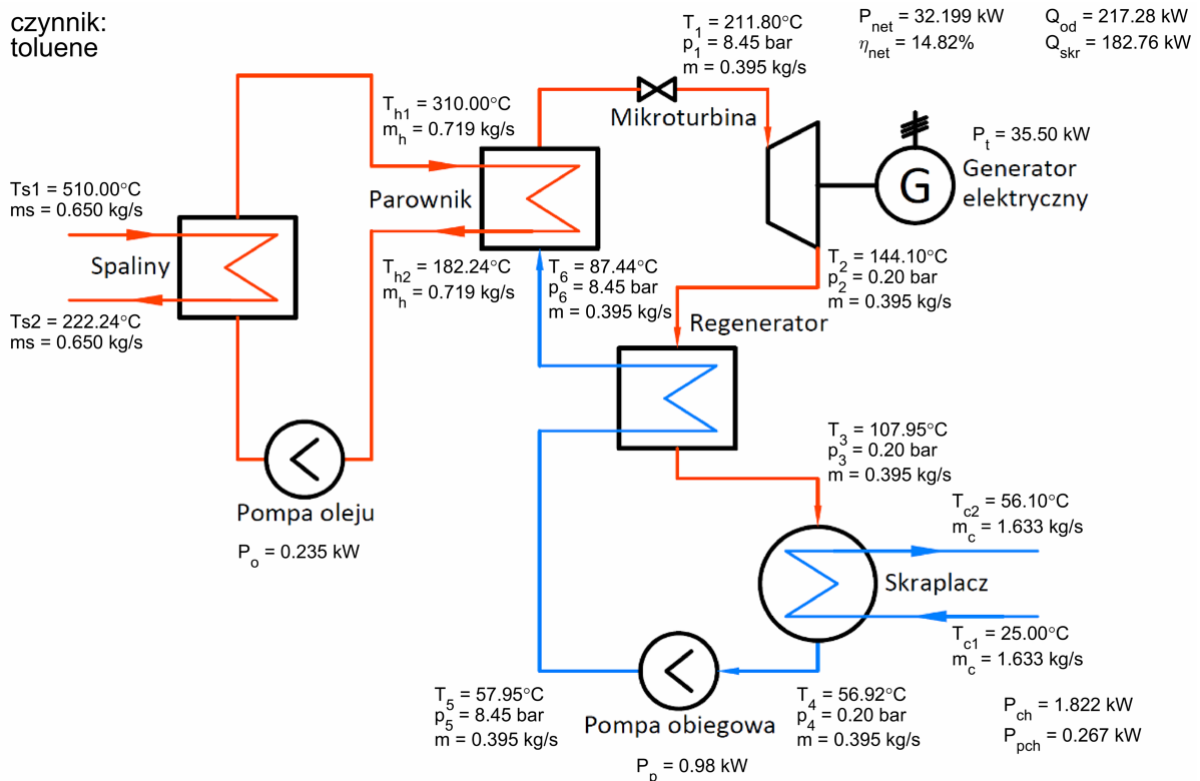
Wariantem wybranym na podstawie prac przeprowadzonych przez IMP na zlecenie Marani jest układ z toluenem jako czynnikiem roboczym, pośredniczącą pętlą olejową oraz regeneracja ciepła, a więc wykorzystujący strukturę technologiczną 4.

Na rysunku 7.15 przedstawiono szczegółowe wyniki obliczeń IMP, natomiast na rysunku 7.14 wyniki z wykorzystaniem opracowanych narzędzi. W tabeli 7.3 zestawiono wyniki obliczeń opracowanych w ramach doktoratu narzędzi oraz wyników uzyskanych przez IMP.

Medium = Toluene, layout: 4
label = Marani_vs_JMP



Rysunek 7.14 Wyniki obliczeń z wykorzystaniem opracowanych narzędzi dla założeń takich samych jak przyjęte przez IMP.



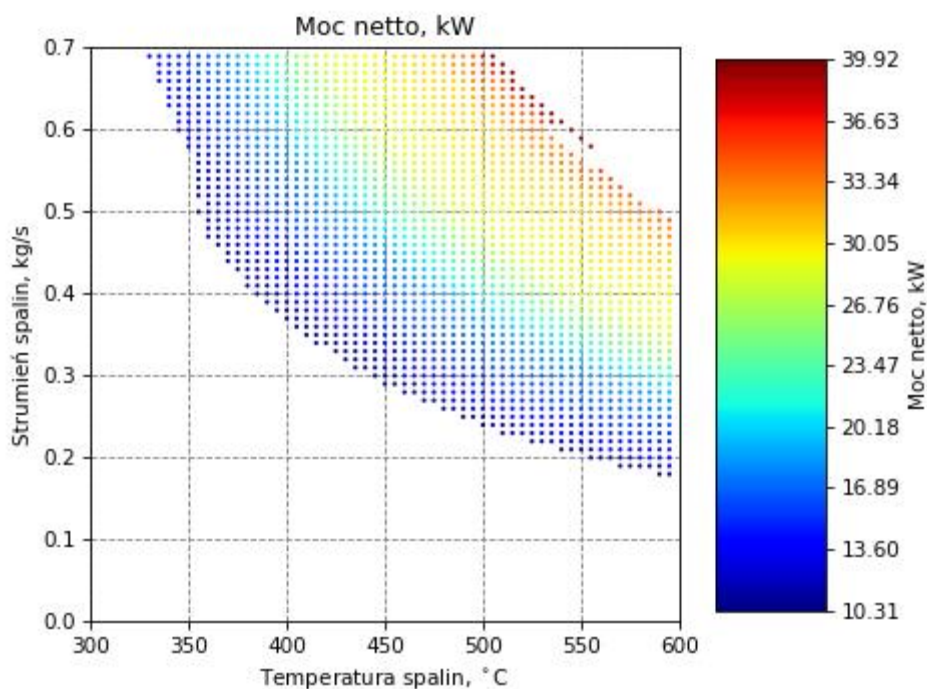
Rysunek 7.15 Wyniki obliczeń układ ORC przedstawione przez IMP

Tab. 7.3 Zestawienie wyników dwóch niezależnych analiz

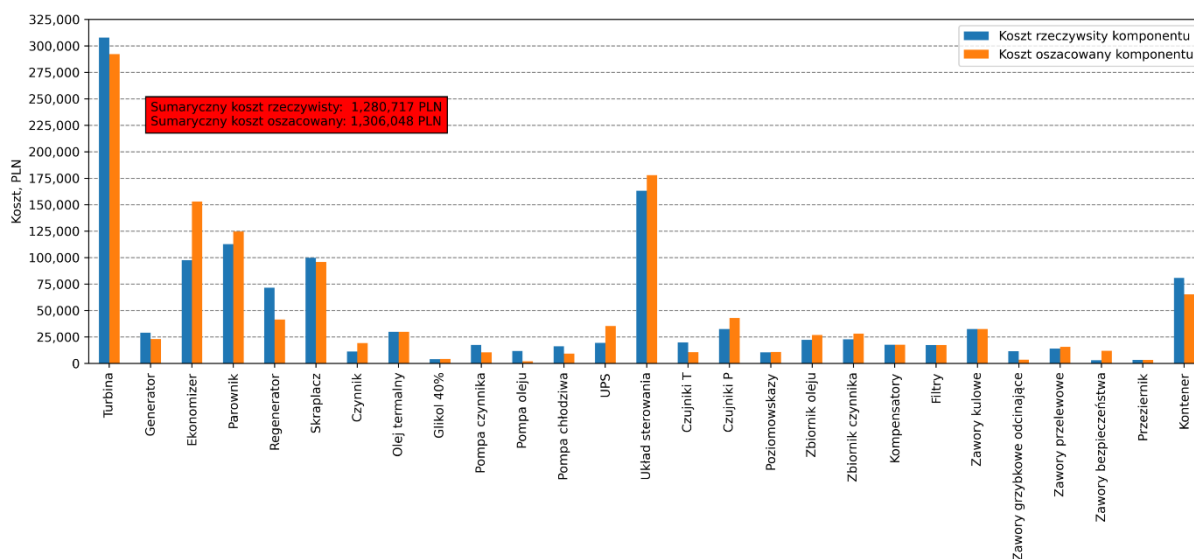
Parametr	Jednostka	Obliczenia przez:		Błąd względny, %
		Marani	IMP	
$A_{\text{Ekonomizer}}$	m^2	32,21	28,1	-12,76
A_{Parownik}	m^2	26,2	35,3	34,73
$A_{\text{Regenerator}}$	m^2	2,97	5,1	71,72
$A_{\text{Skraplacz}}$	m^2	21,34	28,9	35,43
A_{Suma}	m^2	83,12	97,4	17,18
T_{s1}	$^{\circ}\text{C}$	510,0	510,0	0,00
T_{s2}	$^{\circ}\text{C}$	222,47	222,24	-0,10
T_{c1}	$^{\circ}\text{C}$	25,0	25,00	0,00
T_{c2}	$^{\circ}\text{C}$	44,56	56,10	25,90
m_{c1}	kg/s	2,617	1,633	-37,60
T_{o1}	$^{\circ}\text{C}$	310,0	310,0	0,00
T_{o2}	$^{\circ}\text{C}$	182,36	182,24	-0,07
m_o	kg/s	0,72	0,719	-0,14
p_1	$kPa(a)$	810,0	845,0	4,32
p_2	$kPa(a)$	20,0	20,0	0,00
T_1	$^{\circ}\text{C}$	209,37	211,80	1,16
T_2	$^{\circ}\text{C}$	142,67	144,10	1,00
T_3	$^{\circ}\text{C}$	107,91	107,95	0,04
T_4	$^{\circ}\text{C}$	56,92	56,92	0,00
T_5	$^{\circ}\text{C}$	57,91	57,95	0,07
T_6	$^{\circ}\text{C}$	86,25	87,44	1,38
m	kg/s	0,395	0,395	0,00
N_{OP}	kW	0,162	0,235	45,06
N_{MP}	kW	0,938	0,98	4,48
N_{CP}	kW	0,815	1,822	123,56
N_{CH}	kW	2,025	0,267	-86,81
N_{T}	kW	35,328	35,5	0,49
N_{netto}	kW	33,328	32,199	-3,39

Pomimo zauważalnych różnic w dobranym ciśnieniu pracy, powierzchni wymiany ciepła poszczególnych wymienników, strumienia chłodziwa oraz oszacowanego zapotrzebowania chłodziwa wentylatorowej na ciepło uzyskiwana moc jest nieco większa niż wynik uzyskany przez IMP. Analizując poszczególne wyniki można zauważyć, że pomimo występujących różnic znajdują się one na podobnym poziomie.

Z wykorzystaniem opracowanego programu do obliczeń poza nominalnym punktem pracy można wyznaczyć potencjalny zakres aplikacji, który dla rozważanego przypadku przy wykorzystaniu jedynie korelacji literaturowych został przedstawiony na rysunku 7.16. Wprowadzanie charakterystyk oraz ograniczeń rzeczywistych komponentów pozwala na zwiększenie wiarygodności tak wyznaczonego zakresu pracy.



Rysunek 7.16. Teoretyczny zakres aplikacji układu ORC jest prezentowany w postaci graficznej



Rysunek 7.17. Porównanie kosztów oszacowanych za pomocą opracowanych narzędzi do rzeczywiście poniesionych kosztów

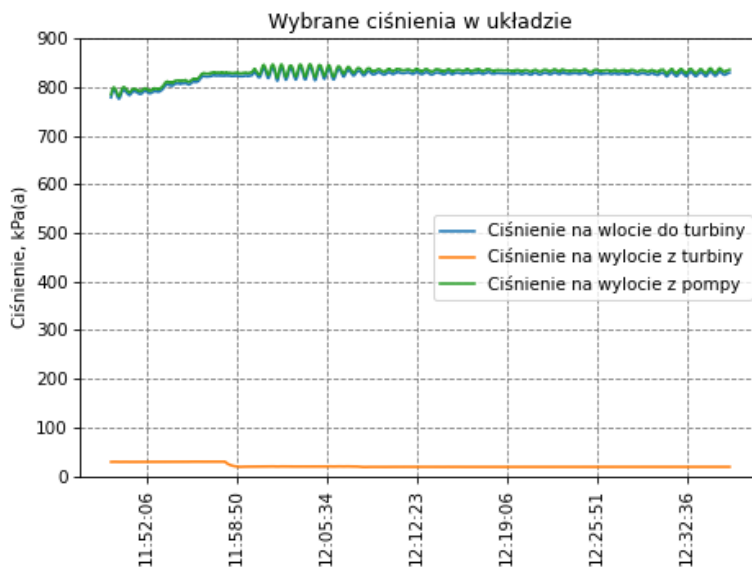
Wykorzystując opracowane narzędzia do obliczeń układu ORC w stanach nie nominalnych obciążeń możliwe jest wstępne wyznaczenie dopuszczalnej zmiany parametrów nośnika ciepła oraz określenie potencjalnego zakresu implementacji bez konieczności wprowadzania zmian konstrukcyjnych.

7.4. Analiza wyników sesji pomiarowej oraz weryfikacja wyników modelu off-design

Procedura rozruchu w trakcie sesji pomiarowej, z której pochodzą prezentowane wyniki, polegała na wygrzewaniu układu ORC, aż do momentu osiągnięcia przez parę opuszczającą parownik odpowiednich parametrów ciśnienia i temperatury (zwłaszcza odpowiedniego przegrzewu). Przed tym momentem była kierowana do by-passu turbiny, gdzie poprzez

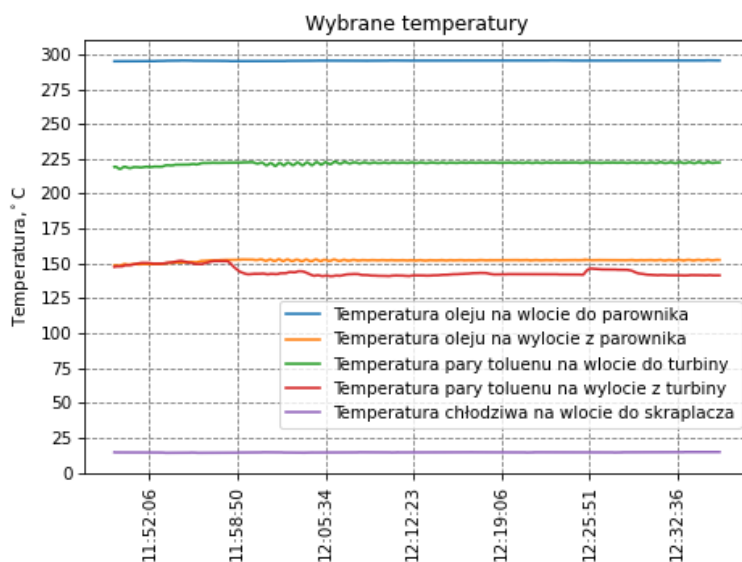
regenerator trafiała do skraplacza. Sesja pomiarowa odbywała się bez pomiaru temperatury i strumienia spalin, jednak zarejestrowano pomiary przepływu oleju termalnego oraz jego temperatury na wlocie i wylocie z parownika.

Na rysunku 7.18. zaprezentowano wybrane ciśnienia jakie panują w tym czasie w układzie.

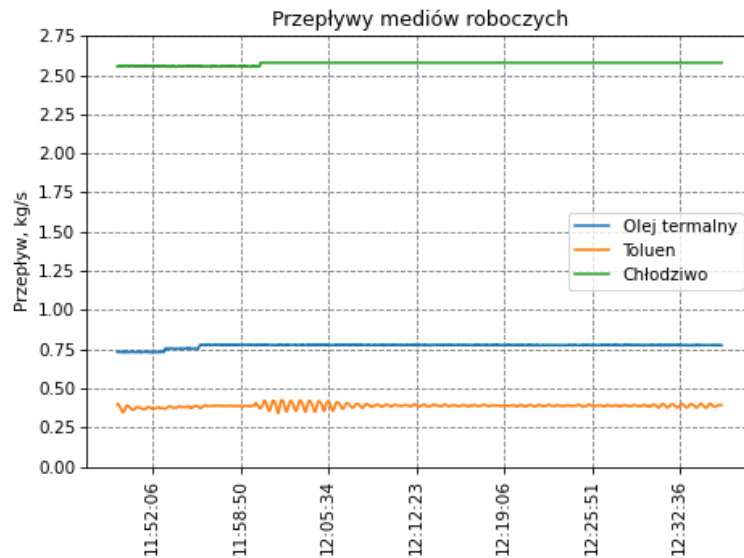


Rysunek 7.18 Zmiany ciśnienia na wlocie turbiny i wylocie pompy

Wybranemu odcinkowi czasu odpowiadają temperatury oraz przepływy przedstawione na rysunku 7.19.



Rysunek 7.19 Rozkład wybranych temperatur w trakcie sesji pomiarowej prototypu Marani ORC



Rysunek 7.20. Przepływ poszczególnych mediów

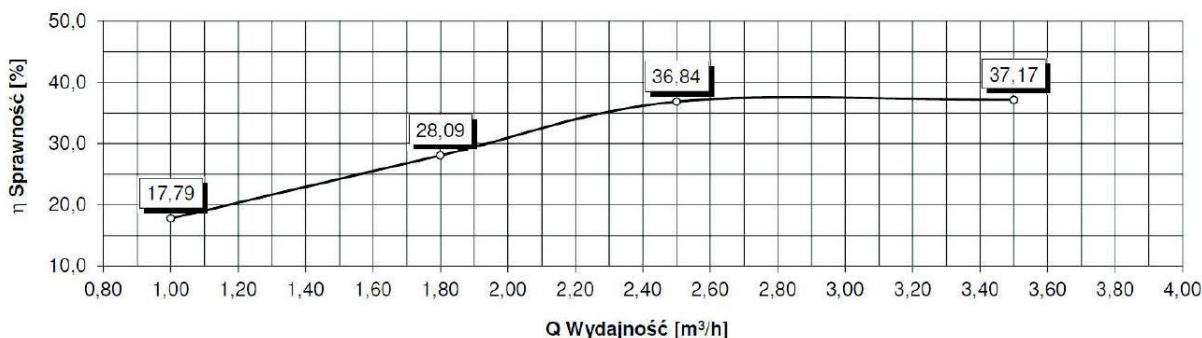
Przez cały czas otwarcia zaworu regulacyjnego, temperatura oleju wynosiła 295°C i nieznacznie wokół niej oscylowała, podobnie jak strumień, który przez większość czasu miał wartość 0,77 kg/s. Z kolei temperatura chłodziwa wynosiła na ogół 14°C i również nieznacznie oscylowała w okolicach tej wartości, z strumieniem na poziomie 2,57 kg/s.

Dokonano obliczeń off-design w celu porównania zgodności wyników obliczeń z pomiarami. Ponieważ napisany program pozwala dokonać obliczeń w stanach obciążenia innego niż nominalne, ale tylko rozpatrywanych jako stany ustalone, dla oleju i chłodziwa o tak niewielkim zakresie zmian temperatury, uzyskiwane wyniki są do siebie bardzo podobne.

W modelu uwzględniono rzeczywistą charakterystykę pompy toluenu widoczną na rysunku 7.21, z kolei obliczenia dla turbiny zostały wykonane z wykorzystaniem korelacji (6.4.2), z nominalnym punktem pracy przewidzianym dla turbiny pracującej w układzie ORC30 podanym w tabeli 7.4.

Tab. 7.4. Nominalne parametry turbiny układu Marani ORC30

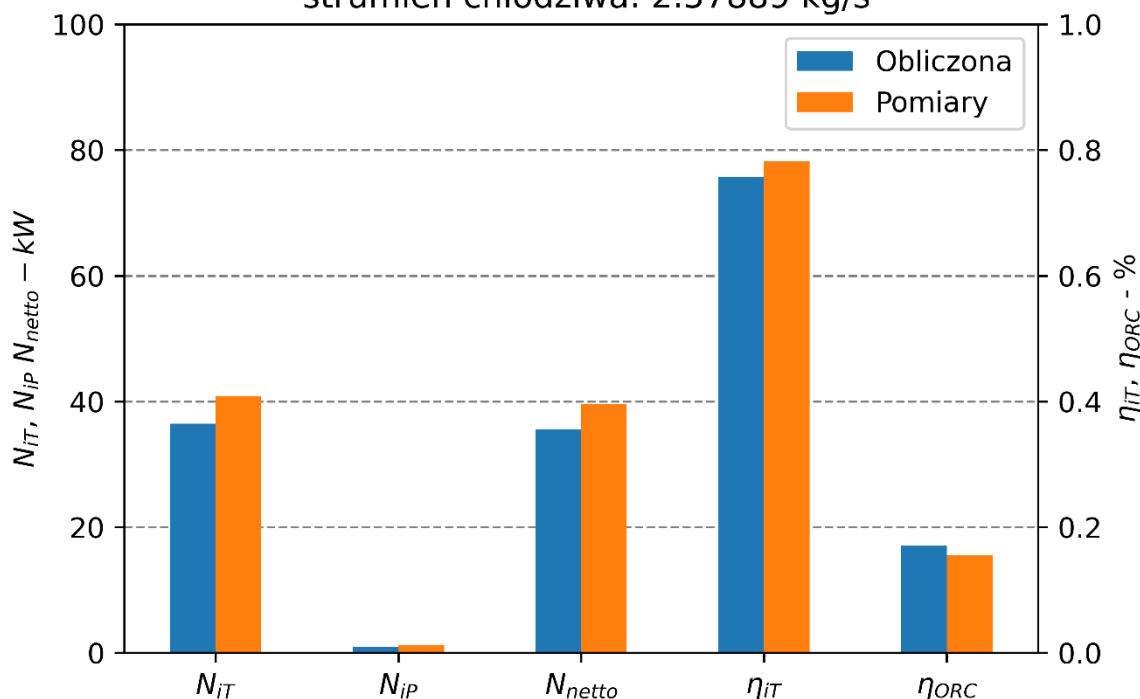
Parametr	Wartość	Jednostka
Czynnik	Toluen	–
$T_{in,nom}^{TURBINE}$	211,8	°C
$T_{out,nom}^{TURBINE}$	136,7	°C
$p_{in,nom}^{TURBINE}$	845	kPa(a)
$p_{out,nom}^{TURBINE}$	24	kPa(a)
$\dot{m}_{cr,nom}$	0,388	kg/s
$\eta_{iT,nom}$	0,7702	–



Rysunek 7.21. Charakterystyka sprawności pompy zakupionej do budowy prototypu Marani ORC30.

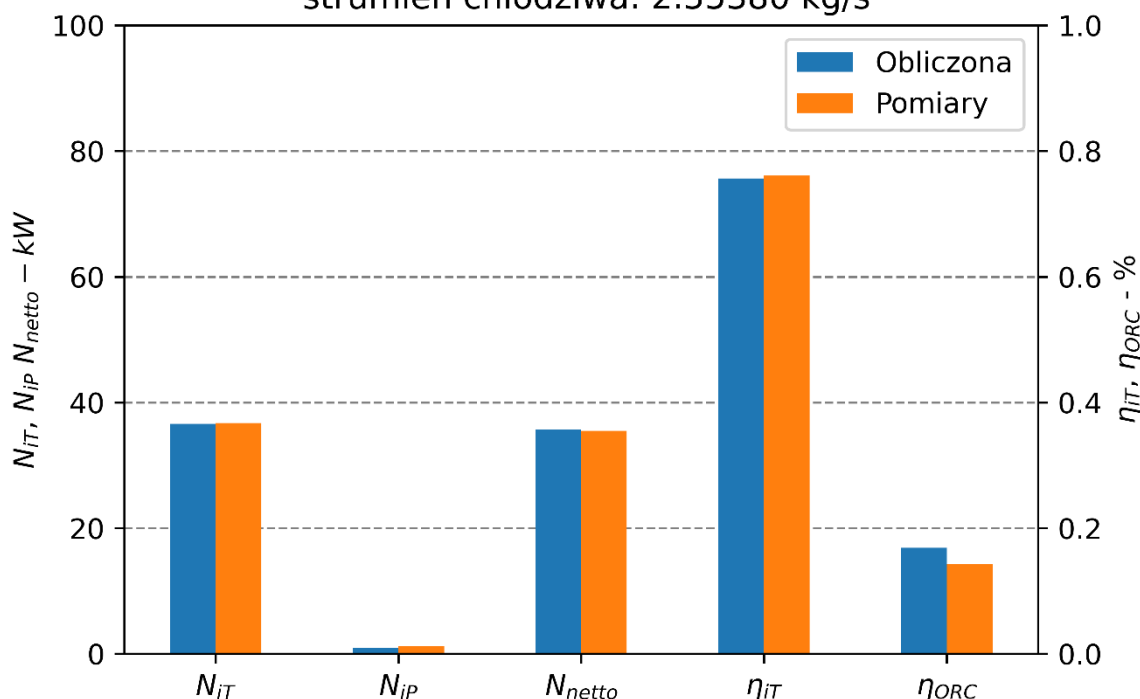
Na rysunkach 7.22-7.24 porównano wyniki obliczeń własnymi narzędziami z wynikami pomiarów. Można zauważyć, że nawet niewielkie wahania temperatur i strumieni zasilających odpowiednio parownik i skraplacz w rzeczywistości wyraźniej przekładają się na efekt energetyczny niż wskazywał by na to model off-design, którego zmiany w każdym z trzech przypadków są wyraźnie mniejsze i moc turbiny, tym bardziej po uwzględnieniu zapotrzebowania na energię przez pompę, nie zbliża się do 40 kW, co jest widoczne na rysunku 7.23, gdzie wynik pomiaru zbliżał się do takiej wartości. W przypadku porównywania wyników pomiarów oraz obliczeń off-design uwzględniono tylko zapotrzebowanie własne na moc pompy obiegowej czynnika roboczego. Wynika to z nieznaności rzeczywistych charakterystyk niektórych komponentów (np. chłodni wentylatorowej) oraz braku niektórych pomiarów niezbędnych do szczegółowego określenia własnego zapotrzebowania układu ORC na energię elektryczną.

temperatura gorącego oleju termalnego: 295.1 °C
 strumień oleju termalnego: 0.777 kg/s
 temperatura chłodziwa: 14.5 °C
 strumień chłodziwa: 2.57889 kg/s



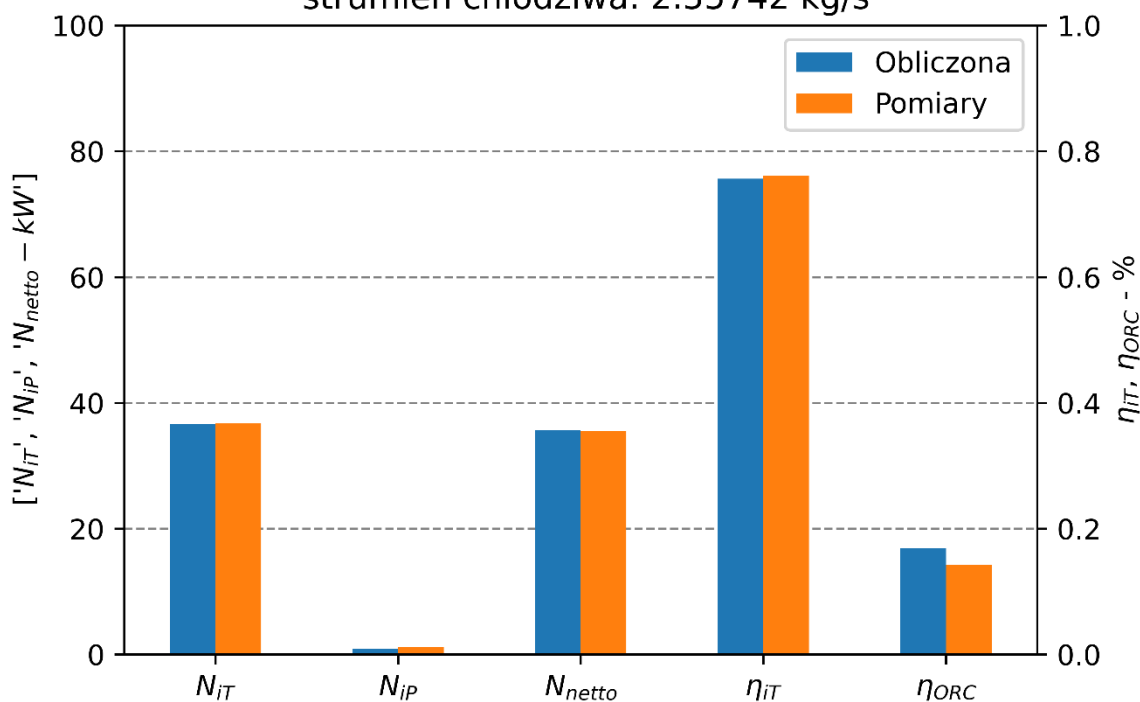
Rysunek 7.22. Wyniki obliczeń weryfikujących zgodność modelu off-design z pomiarami. Przykład nr1

temperatura gorącego oleju termalnego: 295.6 °C
 strumień oleju termalnego: 0.753879 kg/s
 temperatura chłodziwa: 14.2 °C
 strumień chłodziwa: 2.55380 kg/s



Rysunek 7.23. Wyniki obliczeń weryfikujących zgodność modelu off-design z pomiarami. Przykład nr2

temperatura gorącego oleju termalnego: 295.2 °C
 strumień oleju termalnego: 0.732178 kg/s
 temperatura chłodziwa: 14.3 °C
 strumień chłodziwa: 2.55742 kg/s



Rysunek 7.24. Wyniki obliczeń weryfikujących zgodność modelu off-design z pomiarami. Przykład nr3

8. Wnioski

W przeprowadzonych obliczeniach jako funkcję celu obrano moc netto układu ORC. Moc ta jest zazwyczaj większa dla układów o prostszych strukturach technologicznych, gdzie występuje mniejsza liczba komponentów generujących zapotrzebowanie na energię elektryczną. Jest to prawdziwe dla prawie wszystkich przedstawionych na rysunku 7.4 czynników roboczych, gdzie układy nie wyposażone w pętle pośredniczącą oleju termalnego osiągają znaczne wyższe moce, z najwyższą dla struktury technologicznej 3 – a więc wyposażone w regenerator. Najwyższa uzyskana w wyniku obliczeń moc przypada właśnie na strukturę technologiczną 3 realizującą obieg ORC z regeneracją dla toluenu.

Jeżeli przyjmiemy, że struktura 1 (realizująca prosty obieg termodynamiczny Rankine'a organicznego czynnika roboczego) jako najprostsza pod względem konstrukcyjnym jest strukturą referencyjną dla pozostałych, to można zauważyć, że zastosowanie regeneracji ciepła wyraźnie zwiększa generowaną moc, natomiast zastosowanie pętli pośredniczącej redukuje lub nie ma na nią znacznego wpływu (np. jak dla czynnika MM). Dzieje się tak, dlatego, że olej termalny ma niższą temperaturę na wlocie do parownika (310°C), niż gdyby skierować do niego bezpośrednio spaliny (510°C). Temperatura jest parametrem reprezentującym jakość nośnika ciepła odpadowego – zgodnie z implikacjami z wzoru (1.4.7) im niższą temperaturę będzie miał czynnik zasilający układ ORC tym bardziej negatywny będzie to miało wpływ na jego sprawność oraz moc.

Z kolei zastosowanie regeneracji ma pozytywny wpływ na osiąganą moc i sprawność co widać na wykresach 7.4 i 7.5, jednak tylko do momentu gdy nie zostanie on zastosowany z pętlą pośredniczącą z olejem termalnym – wówczas korzyści wynikające z zastosowania regeneratora są w dużej mierze niwelowane. Układ w strukturze technologicznej 4 wypada lepiej jedynie od struktury 2, a więc regeneracyjny wymiennik ciepła może być wtedy rozpatrywany jako kompensator negatywnego efektu jaki ma zastosowanie pętli pośredniczącej.

Wybór struktury technologicznej i typu obiegu termodynamicznego pociąga za sobą także koszty układu. Na rysunku 7.8 widać, że struktury z pętlami pośredniczącymi są kilkanaście do kilkudziesięciu tysięcy droższe. Wynika to z konieczności zakupu stosunkowo drogiego oleju termalnego, jednak jest to pochodna założeń przyjętych na potrzeby prezentowanego studium wykonalności – możliwe jest zastosowanie tańszych zamienników czy chociażby wody.

Zastosowanie pętli pośredniczącej ma negatywny wpływ na koszt układu ORC także z innych powodów – zwiększenie liczby komponentów. Dodatkowe medium pociąga za sobą zwiększone zapotrzebowanie na armaturę – więcej rur, dodatkowe filtry, zawory, ale także koszty związane z opomiarowaniem oraz sterowaniem takim układem. Koszty te zostały wyszczególnione jako zależne od przyjętej struktury technologicznej w rozdziale 6.5. Szacowanie kosztów układów ORC. Jeżeli dodatkowo weźmie się pod uwagę koszty przedstawione na rysunkach 6.10 oraz 7.13 można zauważyć jak wysoki koszt stanowi układ sterowania, a w wspomnianym już rozdziale zaproponowano funkcję kosztu zależną od liczby pomiarów – temperatury, ciśnienia, strumieni, ale także sygnałów elektrycznych niezbędnych do sterowania i automatyzacji układu ORC. Dodatkowo koszt jednostki ORC w przeliczeniu na kW zainstalowanej mocy bardziej skomplikowanych strukturalnie układów ORC jest wyraźnie wyższy od pozostałych. Widać także, że zastosowanie regeneratora podnosi całkowity koszt układu, ale nie koszt/kW jednocześnie oferując dla 4 z 5 przedstawionych czynników wyraźny wzrost sprawności i mocy.

Na rysunku 7.10 widać, że warianty bez pętli pośredniczącej ostatecznie osiągają także znacznie lepsze czasy zwrotu, w niektórych przypadkach spadając nawet poniżej 5 lat. Zastosowanie regeneracji ciepła powoduje przyrost wytwarzanej energii, jednak nieco podnosi

czas zwrotu, ponieważ regeneratory stanowią dodatkowy koszt. Układy wykorzystujące pętlę pośredniczącą mają wyraźnie dłuższy czas zwrotu, osiągając nawet dwukrotność czasu zwrotu dla układów bez pętli. Porównując struktury technologiczne wykorzystujące pętlę pośredniczącą można zauważyć, że struktura technologiczna 4, a więc najbardziej skomplikowana z spośród wszystkich rozważanych, ma nieco krótszy czas zwrotu, niż struktura technologiczna 2. Wskazuje to na pozytywny wpływ regeneracji ciepła na opłacalność ekonomiczną układów ORC stosujących pętlę pośredniczącą, a korzyść wynikająca ze wzrostu wytwarzanej mocy elektrycznej, kompensuje dodatkowe koszty poniesione na wymiennik regeneracyjny.

Dla przedstawionego studium przypadku, niezależnie od czynnika roboczego oraz struktury technologicznej osiągnięto czas zwrotu dla standardowej analizy ekonomicznej (praca z pełną mocą przez 8000 h w ciągu roku) poniżej 10 lat, a w niektórych przypadkach jak dla zastosowania toluenu w strukturach technologicznych 1 i 3 czas zwrotu może spaść nawet poniżej 5 lat i na takim poziomie ma realne szanse na spełnienie kryteriów opłacalności inwestycji stawianych przez potencjalnych inwestorów. Wyniki analizy ekonomicznej potwierdzają tezę badawczą nr 1 – w warunkach polskiego rynku energii możliwe jest opracowanie siłowni ORC zasilanych ciepłem odpadowym, które będą spełniać kryteria opłacalności stawiane przed projektami inwestycyjnymi.

Ponieważ czas zwrotu jest obliczany dla układów optymalizowanych pod kątem możliwej generacji energii elektrycznej netto, negatywny wpływ implementacji dodatkowych komponentów widoczny jest także przy analizie optymalnego układu ORC wyłonionego w ramach przedstawionego studium przypadku – toluenu pracującego w strukturze technologicznej 3, a więc bez pętli pośredniczącej, ale z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła. Układ ten osiągnął nie tylko największą moc netto, ale także najwyższą sprawność energetyczną netto, a mimo to pod względem czasu zwrotu ustępuje on układowi wykorzystującemu toluen w strukturze technologicznej 1 (bez pośredniczącej pętli olejowej oraz bez wymiennika regeneracyjnego) oraz układowi wykorzystującemu m-Ksylen również w strukturze technologicznej 1. Nie potwierdza postawionej w pracy tezie nr 2, zgodnie z którą wybór mocy netto jako funkcji celu przekłada się na spełnienie kryterium optymalności ze względu na końcowy efekt finansowy. Z drugiej strony optymalny pod względem generowanej mocy netto układ wykorzystujący toluen w strukturze technologicznej 3 osiąga najlepszy wynik ekonomiczny (czas zwrotu) spośród wszystkich czynników roboczych wykorzystujących strukturę technologiczną nr 3. Takie wyniki potwierdzają postawioną tezę jedynie częściowo. Analiza relacji pomiędzy zastosowaną strukturą techniczną, osiąganą mocą netto oraz czasami zwrotów wskazuje, że pod względem ekonomicznym zastosowanie niektórych rozwiązań konstrukcyjnych stawia stosujące je układy ORC na gorszej pozycji niż rozwiązania prostsze. Wskazuje to, że zastosowane kryterium mocy netto układu ORC jest prawdziwe tylko przy rozpatrywaniu tych samych struktur technologicznych.

O ile zastosowanie pośredniczącej pętli olejowej z punktu widzenia optymalizacji termodynamicznej może wydawać się bezzasadne, to w praktyce może się ona okazać niezbędna np. ze względu na ograniczone miejsce do zabudowy układu ORC, co będzie wymagało wyprowadzenia energii cieplnej od źródła ciepła odpadowego, za jej pośrednictwem. Pętla pośrednicząca może także pełnić funkcję bufora, dla źródeł ciepła odpadowego o wsadowym charakterze pracy lub zapobiegać przed przegrzaniem i rozkładem termicznym czynników dla nośników ciepła odpadowego o znaczący zakresie zmian temperatur. Oznacza to, że niektóre rozwiązania dotyczące struktury technologicznej, które mogą być wymuszone warunkami przemysłowymi, mogą z kolei niwelować działania optymalizacyjne mające na celu maksymalizację założonej funkcji celu.

Z kolei na rysunku 7.6 można zaobserwować, że wszystkie struktury 1 i 3 osiągnęły maksymalne dopuszczalne w trakcie obliczeń ciśnienie, jednocześnie warianty 1 i 3 uzyskują najlepsze wyniki w funkcji celu jaką jest moc netto. Dzieje się tak dlatego, że w trakcie obliczeń zwiększanie ciśnienia na wlocie do turbiny przy dążeniu do utrzymywania jak najniższego ciśnienia w skraplaczu ma pozytywny wpływ na moc generowaną w turbinie.

Konsekwencją wyboru mocy jako funkcji celu jest także jego bezpośrednie przełożenie na efekt ekologiczny. Zgodnie z wzorem 6.6.1 roczna redukcja emisji zanieczyszczeń jest wprost proporcjonalna do osiąganego mocy elektrycznej netto. Przy założeniu, że technologia ORC dedykowana do odzysku przemysłowej energii odpadowej nie jest obciążona emisją spowodowaną spalaniem paliw, a tym samym może zastąpić energię elektryczną generowaną w oparciu o procesy spalania, efekt ekologiczny jest zbieżny z efektem energetycznym. Oznacza to także, że struktury technologiczne 1 i 3, które w porównaniu do struktur 2 i 4 mają zazwyczaj większą moc, mają także większy efekt ekologiczny.

Przedstawione na rysunku 7.16 teoretyczny dopuszczalny zakres zmienności źródła ciepła oraz odpowiadająca mu osiągniata moc netto przy danych parametrach potwierdza postawioną tezę nr 3, że możliwe jest opracowanie narzędzia pozwalającego na wyznaczenie dopuszczalnego zakresu stosowalności danego układu ORC w krótkim czasie. Czas niezbędny na wykonanie obliczeń pod zmiennym obciążeniem, zależy od kroku z jakim zmieniane są temperatura oraz przepływ nośnika ciepła odpadowego – od niemal natychmiastowych dla pojedynczego punktu, do kilku godzin w ewaluacji gęstej siatki zmiennych parametrów wejściowych, których rezultatem jest wyznaczenie dopuszczalnego zakresu stosowalności proponowanej jednostki ORC jaki zaprezentowano na rysunku 7.16.

9. Podsumowanie

W niniejszej pracy przedstawiono przegląd źródeł ciepła odpadowego oraz technologii jakie mogą zostać wykorzystane do jego zagospodarowania, poświęcając szczególną uwagę technologii ORC. Oszacowano dostępne w krajowym przemyśle ciepło odpadowe na 7990 ktoe (stan na rok 2017) o temperaturze w zakresie 60-1000°C. Zagospodarowanie tej energii w dedykowanych odpowiednim poziom temperatury jednostką ORC pozwoliłoby na wygenerowanie 234,62 kote (2 728,58 GWh) energii, co przekładało by się na jednostki o łącznej mocy zainstalowanej ponad 311 kW_{el}. W tym samym roku łączna moc zrealizowanych jak i znajdujących się w trakcie realizacji projektów na świecie wyniosła 451,37 kW_{el}, co wskazuje na istnienie w Polsce stosunkowo dużej niezagospodarowanej niszy rynkowej dla technologii ORC oraz innych technologii dedykowanych odzyskowi ciepła odpadowego.

Na podstawie zaprezentowanego w niniejszej pracy toku postępowania przygotowano oprogramowanie użytkowe pozwalające na analizę źródeł ciepła na podstawie zestawu danych o nośniku ciepła odpadowego oraz szeregu założeń technicznych. Dokonano syntezy danych literaturowych oraz zebranych w trakcie prac nad trzema prototypowymi jednostkami ORC.

Opracowano narzędzie do optymalizacji parametrów termodynamicznych układów ORC dla różnych czynników roboczych oraz struktur technologicznych. W ramach jednego zamkniętego cyklu obliczeniowego pozwala nie tylko na optymalizację termodynamiczną zgodnie z przyjętą funkcją celu (domyślnie moc netto układu ORC), obliczenie redukcji emisji zanieczyszczeń, powierzchni wymiany ciepła, oszacowanie kosztów poszczególnych komponentów oraz obliczenie czasu zwrotu.

Opracowano także narzędzie umożliwiające obliczenia off-design dla układu ORC wyłonionego z wykorzystaniem programu do optymalizacji. Pozwala ono na wyznaczenie dopuszczalnego zakresu zmienności parametrów nośnika ciepła odpadowego umożliwiającego

eksploatację danej jednostki ORC lub jej zastosowanie dla innych źródeł ciepła bez konieczności wprowadzania zmian konstrukcyjnych.

Z wykorzystaniem tych narzędzi przeprowadzono studium wykonalności zastosowania technologii ORC dla silnika gazowego, a konkretnie dla opuszczających go spalin o temperaturze 510°C oraz strumieniu 0,65 kg/s, przyjmując moc netto układu ORC jako funkcję celu. Przedstawiono wyniki dla pięciu czynników o znanych kosztach: toluenu, mm, benzenu, m-ksylenu i p-ksylenu. Największą moc osiągnięto 41,84 kW_{el} dla układu ORC wykorzystującego toluen jako czynnik roboczy oraz strukturę technologiczną 3 (regeneracja ciepła, bezpośrednie odparowanie w parowniku od gorących spalin, brak pośredniczącej pętli z olejem termalny). Oszacowany koszt jednostki ORC to 1 126 833,71 PLN (26 931,70 PLN/kW) co przy założeniu pracy przez 8000 h w ciągu roku z pełną mocą przekłada się na czas zwrotu na poziomie 4,62 lat.

Porównano wyniki uzyskane przez Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szwedalskiego (IMP) dla opisywanego silnika z obliczeniami wykonanymi przy wykorzystaniu opracowanego oprogramowania użytkowego. Uzyskano zbliżone parametry pod kątem ciśnienia pracy oraz osiągniętej mocy, jednak widoczne są także rozbieżności w obliczonej powierzchni wymiany ciepła dla poszczególnych wymienników ciepła oraz mocach pomp. Dzięki oprogramowaniu do obliczeń off-design, charakterystyką komponentów pozyskanych z dokumentacji technicznych oraz korelacją literaturową wyznaczono dopuszczalny zakres zmienności dla analizowanej jednostki ORC. Dla wybranych punktów przedstawiono porównanie wyników pomiarów oraz obliczeń z wykorzystaniem opracowanego programu, dokonując w ten sposób jego weryfikacji. Oszacowano koszty poszczególnych komponentów oraz porównano z kosztami rzeczywiście poniesionymi weryfikując przygotowane funkcje kosztów.

Zakres prac jaki umożliwiają opracowane w ramach doktoratu programy pozwala na przeprowadzanie studiów wykonalności dla źródeł ciepła odpadowego i pozwala odpowiedzieć na szereg pytań dotyczących technicznej i ekonomicznej zasadności implementacji technologii ORC. Dopuszczalny zakres implementacji, koszt, czas zwrotu, efekt ekologiczny – stanowią co do zakresu przeprowadzonych prac uzupełnienie względem analizy przedstawionej przez IMP w ramach zleconych prac. Opracowane oprogramowanie użytkowe stanowi trwałe zwiększenie możliwości analitycznych Marani Sp. z o. o., zmniejsza zależność od zewnętrznych dostawców usług badawczo-rozwojowych, stanowi wsparcie w procesie ewaluacji źródeł ciepła odpadowego oraz procesie ofertowania.

W pracy potwierdzono dwie z trzech postawionych tez. Potwierdzona została teza 1 – uzyskane wyniki wskazują na możliwość opracowania układu ORC o potencjale spełnienia kryteriów opłacalności w warunkach polskiego rynku oraz teza 3 – opracowano program do obliczeń pod zmiennym obciążeniem umożliwiającym na stosunkowo szybkie wyznaczenie dopuszczalnego zakresu zmienności parametrów źródła ciepła odpadowego bez konieczności wprowadzania zmian konstrukcyjnych w układzie ORC. Teza 2 zakładająca, że w warunkach polskiego rynku przyjęcie mocy netto jako kryterium optymalności, którego spełnienie zapewni także najkrótszy czas zwrotu nie została potwierdzona w trakcie szczegółowej analizy uzyskanych wyników. Choć układ najlepiej spełniający założone kryterium nie osiągnął najkorzystniejszego czasu zwrotu, to wciąż osiągnął on bardzo dobry wynik (poniżej 5 lat), niewiele większy od układu z najkrótszym czasem zwrotu i znajduje się on w czołówce najbardziej uzasadnionych ekonomicznie układów ORC. Wskazuje to, że przyjęcie mocy elektrycznej netto nie jest wystarczającym kryterium i należy rozważyć modyfikacje opracowanego narzędzia w kierunku optymalizacji wielokryterialnej lub przyjęcie bezpośrednio czasu zwrotu jak funkcji celu.

Streszczenie

Ciepło odpadowe będące nieuniknionym produktem ubocznym wielu procesów przemysłowych, stanowi stratę, która przy zastosowaniu odpowiednich technologii może zostać użytecznie zagospodarowana.

Powszechnie stosowaną praktyką jest wykorzystanie tej energii jeszcze w tym samym procesie poprzez regeneracyjne i rekuperacyjne wymienniki ciepła, czy też jak ciepło do celów grzewczych. Rozwiązania te napotykają jednak na ograniczenia związane z rozkładem popytu na ciepło w ciągu roku czy ograniczonymi możliwościami jego przesyłania na duże odległości, stąd wzrost zainteresowania technologiami umożliwiającymi przetworzenie ciepła odpadowego do postaci energii elektrycznej.

Jedną z takich technologii jest Organiczny obieg Rankine'a, który stanowi odmianę klasycznego obiegu Clausiusa-Rankine'a. Podstawowa różnica polega na zastosowaniu czynników roboczych innych niż woda, cechujących się zazwyczaj niższą temperaturą wrzenia i/lub entalpią parowania.

Sprawia to, że technologia ta doskonale nadaje się do zagospodarowania źródeł ciepła o niskich parametrach termicznych takich jak geotermia, biomasa, energia słoneczna czy przemysłowa energia odpadowa.

Z drugiej strony duże zróżnicowanie nośników ciepła odpadowego pod względem poziomu temperatury, natężenia przepływu oraz charakteru obciążenia utrudnia projektowanie ustandaryzowanych typoszeregów urządzeń oraz w wielu przypadkach może wymuszać indywidualne podejście w celu doboru optymalnej jednostki.

W niniejszej pracy przedstawiono specyfikę niszy rynkowej jaką jest przemysłowe ciepło odpadowe, identyfikując teoretyczny potencjał ciepła odpadowego w Polsce oraz oszacowano możliwość wdrożenia w różnych gałęziach przemysłu jednostek ORC o łącznej mocy prawie 340 MW.

Omówiono znane, jak i wschodzące rozwiązania konkurencyjne wobec technologii ORC takie jak klasyczny obieg parowy, obieg Kaliny czy odwrócony obieg Barytona. Przewidziano specyfikę technologii ORC, stosowane typy czynników roboczych, struktur technologicznych, wykorzystywane rodzaje ekspanderów.

Przedstawiono opis jednostek ORC dotychczas zbudowanych przez Marani oraz ich główne założenia konstrukcyjne oraz parametry.

Dokonano opisu wykorzystywanej procedury obliczeniowej pozwalającej na ewaluację źródeł ciepła odpadowego pod kątem możliwości zastosowania technologii ORC, doboru znamionowych parametrów układów, obliczenia powierzchni wymiany ciepła, efektów ekologicznych, czasu zwrotu oraz parametrów zaprojektowanych jednostek przy obciążeniu innym niż znamionowe.

Przedstawiono studium przypadku oraz weryfikację wyników uzyskiwanych opracowanymi narzędziami z wynikami uzyskanymi przez Instytut Maszy Przepływowych im. Roberta Szewalskiego w Gdańsku PAN, uzyskując zbieżne wyniki dla niezależnych analiz. W ramach studium wyznaczono dopuszczalny zakres zmienności parametrów nośnika ciepła odpadowego umożliwiających eksploatację układu ORC o dobranych parametrach.

Na podstawie pomiarów układu Marani ORC30 przeprowadzono weryfikację wyników uzyskiwanych opracowanym programem do analiz układów ORC w stanach innego niż nominalne obciążenie.

Abstract

Waste heat, which is an unavoidable by-product of many industrial processes, represents a loss that can be usefully managed with appropriate technologies.

It is common practice to utilise this energy still in the same process through regenerative and recuperative heat exchangers, or as heat for heating purposes. However, these solutions are organically confronted with the distribution of heat demand over the course of the year or the limited possibilities of transporting it over long distances, hence the growing interest in technologies that enable waste heat to be converted into electricity.

One such technology is the Organic Rankine Cycle, which is a variation of the classical steam Clausius-Rankine Cycle. The main difference lies in the use of working fluids other than water, typically characterised by a lower boiling point and/or enthalpy of vaporisation.

This makes ORC technology ideally suited for harvesting heat with low thermal parameters, such as geothermal, biomass, solar energy or industrial waste energy.

On the other hand, the great diversity of waste heat carriers in terms of temperature level, flow rate and nature of the load makes it difficult to design standardised series of units and, in many cases, may require individual approach to design the optimum unit.

This paper presents the specifics of the market niche of industrial waste heat, identifying the theoretical potential of waste heat in Poland and estimating the possibility of implementing ORC units with a total capacity of almost 340 MW in various industry branches.

Well established, as well as emerging technologies competing with ORC technology, such as the classic steam cycle, the Kalina cycle or the Inverted Baryton Cycle (IBC), are discussed. The specifics of the ORC technology, the types of working medium used, the technological structures, the types of expanders used, are presented.

A description is given of the ORC units built to date by Marani and their main design principles and parameters.

A description is given of the calculation procedure used to evaluate waste heat sources,, selection of rated design parameters, the calculation of the heat exchange surface area, the ecological effects, the payback time and the off-design parameters of designed units.

A case study is presented, with comparison of results as well as verifications of the results obtained with the developed tools with the results obtained by the Robert Szwalski Institute of Fluid-Flow Machinery obtaining convergent results for independent analyses. As part of the study, an acceptable range of variation in the waste heat carrier parameters was determined to allow the operation of an ORC system with the selected parameters.

Based on the measurements of the Marani ORC30 system, the results obtained with the developed model for the analysis of ORC systems at partial load conditions were verified.

Spis rysunków

Rysunek 1.1. Przykładowy bilans energetyczny cementowni oraz możliwości zagospodarowania ciepła odpadowego spalin i gorącego powietrza nadmiarowego [3].....	6
Rysunek 1.2. Schemat implementacji komory strumieniowej do podgrzewania wsadu [1].....	7
Rysunek 1.3. Piec pokroczny w walcowni rur	7
Rysunek 1.4. Rekuperacja energii spalin do powietrza [2].....	8
Rysunek 1.5. Ideowy schemat działania regeneratora obrotowego [4].....	8
Rysunek 1.6. Rekuperator spaliny-powietrze w kanale spalinowym walcowni rur.	9
Rysunek 1.7. Widok na jedną z hal z piecami obrotowymi cementowni w Goleszowie. [5].	11
Rysunek 1.8. Podstawowy schemat układu ORC.	11
Rysunek 1.9. Wpływ ciśnienia i koncentracji amoniaku na temperaturę parowania [10].....	13
Rysunek 1.10. Struktura technologiczna obiegu Kaliny [10]	13
Rysunek 1.11. Schemat odwróconego obiegu Braytona.....	16
Rysunek 1.12. Typy czynników roboczych stosowanych w ORC	18
Rysunek 1.13. Podstawowy schemat układu ORC	18
Rysunek 1.14. Przebieg przemian termodynamicznych dla Toluenu (czynnik suchy).....	19
Rysunek 1.15. Układ ORC z możliwością pracy w różnych wariantach strukturalnych.....	20
Rysunek 1.16. Rozkład temperatury w gorących wymiennikach układu ORC	21
Rysunek 1.17. Rynek technologii ORC zastosowań [33,34]	25
Rysunek 4.1. Relacje pomiędzy rodzajami potencjałów ciepła odpadowego [37].....	35
Rysunek 4.2. Struktura technologiczna układu ORC przyjęta do analizy.	39
Rysunek 4.3. Udział nośników ciepła odpadowego w zależności od temperatury.....	41
Rysunek 4.4. Potencjał ciepła odpadowego w zależności od sektora przemysłowego.....	42
Rysunek 4.5. Ciepło odpadowe, praca i sprawność silnika Carnota.....	45
Rysunek 5.1. Przykładowy rozkład temperatury oleju na wejściu do chłodnicy sprężarki.....	47
Rysunek 5.2. Poglądowy schemat koncepcji zastosowania układów ORC do sprężarek [71].	48
Rysunek 5.3. Wyniki optymalizacji układu Marani ORC przez IMP.....	48
Rysunek 5.4. Kierownica i wirnik turbiny Marani ORC10 oraz ich rozmiar w porównaniu ..	49
Rysunek 5.5. Turbina zamontowana w prototypie Marani ORC10	50
Rysunek 5.6. Wizualizacja prototypu Marani ORC10.....	50
Rysunek 5.7. Główne komponenty prototypu Marani ORC10.....	51
Rysunek 5.8. Układ ORC w trakcie testów przemysłowych na terenie stoczni CRIST.	51
Rysunek 5.9. Docelowy wariant przeznaczony do realizacji.....	52
Rysunek 5.10. Wizualizacja prototypu na etapie projektu.....	53
Rysunek 5.11. Kluczowe komponenty układu Marani ORC30	53
Rysunek 5.12. Prototyp Marani ORC30 w docelowej lokalizacji pracy	54
Rysunek 5.13. Docelowy wariant prototypu Marani ORC300 wybrany do realizacji	55
Rysunek 5.14. Zmontowana turbina dla układu ORC300 przed testami	55
Rysunek 5.15. Rozmieszczenie głównych komponentów w kontenerach układu ORC300....	56
Rysunek 5.16. Lokalizacja ORC300 na zakładzie przemysłowym.	56
Rysunek 6.1. Struktura technologiczna 1	59
Rysunek 6.2. Struktura technologiczna 2	59
Rysunek 6.3. Struktura technologiczna 3	60
Rysunek 6.4. Struktura technologiczna 4	60
Rysunek 6.5. Funkcja kosztu toluenu.....	77
Rysunek 6.6. Funkcja kosztów glikolu	78
Rysunek 6.7. Funkcje kosztów turbiny i generatora	79
Rysunek 6.8. Wizualizacja funkcji kosztów dla parowników i skraplaczy	79
Rysunek 6.9. Wizualizacja funkcji kosztu pomp.	80

Rysunek 6.10. Porównanie kosztów poniesionych na budowę prototypu Marani ORC30	84
Rysunek 6.11. Fragment kodu do wprowadzania parametrów źródła ciepła odpadowego	86
Rysunek 6.12. Program automatycznie tworzy odpowiednie drzewo folderów	87
Rysunek 6.13. Parametry poszczególnych komponentów są zbierane do list	88
Rysunek 6.14. Z wykorzystaniem części parametrów można tworzyć scenariusze	88
Rysunek 6.15. Dla obliczeń należy zadać gueses point.....	89
Rysunek 6.16. Warunki brzegowe podlegają ewaluacji przed rozpoczęciem optymalizacji. .	89
Rysunek 6.17. Fragment kodu sprawdzający czy spełnione są warunki brzegowe	89
Rysunek 6.18. Funkcja power_output jest wrapperem, funkcją wywołującą inną funkcję.	90
Rysunek 6.19. Funkcja body jest najbardziej rozbudowany w opracowanych narzędziach. Skupia się na obliczeniach termodynamicznych oraz ich pochodnych.	90
Rysunek 6.20. W miarę tworzenia kolejnych części programu wdrażano także coraz większą liczbę dobrych praktyk, dlatego im później powstała funkcja, tym bardziej jest ona przyjazna użytkownikowi. Opisy danych wejściowych i wyjściowych stanowią integralny element funkcji do optymalizacji powierzchni wymiany ciepła. Mogą być stosowane całkowicie niezależnie od głównego programu.....	91
Rysunek 6.21. Standardowy wydruk z wyników optymalizacji	92
Rysunek 6.22. Fragment kodu programu do obliczeń off-design.	93
Rysunek 7.1 Koncepcja integracji układu ORC z zespołem silnika gazowego	94
Rysunek 7.2. Parametry silnika na podstawie karty katalogowej.	94
Rysunek 7.3. Pomiary powierzchni kolektora spalin	95
Rysunek 7.4. Moc netto dla przeanalizowanych przypadków.	97
Rysunek 7.5. Sprawność netto układu ORC	97
Rysunek 7.6. Ciśnienie na wlocie do turbiny	98
Rysunek 7.7. Zestawienie przepływu czynnika roboczego	98
Rysunek 7.8 Koszt układu ORC na kW zainstalowanej mocy elektrycznej netto.....	99
Rysunek 7.9 Całkowity koszt układu ORC.....	99
Rysunek 7.10 Czas zwrotu	100
Rysunek 7.11. Szczegółowe parametry dla najkorzystniejszego rozwiązania	101
Rysunek 7.12. Wizualizacja rozkładu temperatur w poszczególnych wymiennikach.....	101
Rysunek 7.13 Oszacowane koszty	102
Rysunek 7.14 Wyniki obliczeń z wykorzystaniem opracowanych narzędzi	103
Rysunek 7.15 Wyniki obliczeń układ ORC przedstawione przez IMP	103
Rysunek 7.16. Teoretyczny zakres aplikacji układu ORC	105
Rysunek 7.17. Porównanie kosztów oszacowanych za pomocą opracowanych narzędzi	105
Rysunek 7.18 Zmiany ciśnienia na wlocie turbiny i wylocie pompy	106
Rysunek 7.19 Rozkład wybranych temperatur w trakcie sesji pomiarowej	106
Rysunek 7.20. Przepływ poszczególnych mediów	107
Rysunek 7.21. Charakterystyka sprawności pompy.....	108
Rysunek 7.22. Wyniki obliczeń weryfikujących zgodność modelu off-design z pomiarami. Przykład nr1	108
Rysunek 7.23. Wyniki obliczeń weryfikujących zgodność modelu off-design z pomiarami. Przykład nr2	109
Rysunek 7.24. Wyniki obliczeń weryfikujących zgodność modelu off-design z pomiarami. Przykład nr3	109

Spis tabel

Tab. 1.1. Elektrownie pracujące w obiegu Kaliny zasilane ciepłem odpadowym.....	14
Tab. 1.2 Właściwości wybranych czynników roboczych	18
Tab. 1.3 Zastosowania technologii ORC do odzysku przemysłowej energii odpadowej	23
Tab. 1.4 Producenci układów ORC do odzysku ciepła odpadowego	24
Tab. 4.1 Przemysłowe zużycie energii w Polsce w ktoe w 2017 r.	37
Tab. 4.2. Przykładowe współczynniki i zużycie paliwa dla przemysłu chemicznego[35]	37
Tab. 4.3 Założone minimalne różnice temperatur w parowaczu i skraplaczu	39
Tab. 4.4 Molowy skład spalin przyjęty do analizy.....	40
Tab. 4.5. Wskaźniki emisji zanieczyszczeń dla produkcji energii elektrycznej	40
Tab. 4.6 Wskaźniki ciepła odpadowego w zależności od sektora i poziomu temperatury	44
Tab. 4.7 Potencjał produkcji energii elektrycznej w układach ORC	45
Tab. 4.8 Uniknięta emisja zanieczyszczeń poprzez zastąpienie produkcji energii elektrycznej w instalacjach spalania układami ORC wykorzystującymi ciepło odpadowe	46
Tab. 5.1. Zestawienie podstawowych parametrów technicznych turbogenerators ORC10.....	49
Tab. 6.1. Współczynniki do iteracyjnego oszacowania sprawności wewnętrznej turbiny	68
Tab. 6.2. Współczynniki do oszacowania kosztu czynnika roboczego.....	76
Tab. 6.3. Wartości współczynników wykorzystywanych do oszacowania kosztów wymienników ciepła oraz pomp	81
Tab. 6.4. Liczba pomiarów w zależności od przyjętej struktury elektrycznej.	82
Tab. 7.1. Założenia przyjęte do przeprowadzenia analizy.	95
Tab. 7.2. Założenia do obliczeń powierzchni wymienników ciepła.	96
Tab. 7.3 Zestawienie wyników dwóch niezależnych analiz	104
Tab. 7.4. Nominalne parametry turbiny układu Marani ORC30	107

Literatura

- [1] Szargut J. *Przemysłowa energia odpadowa. Zasady wykorzystania, urządzenia*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne; 1993.
- [2] Amiri A, Vaseghi MR. Waste Heat Recovery Power Generation Systems for Cement Production Process. *IEEE Trans. on Ind. Applicat.* 2015;51:13–9, doi:10.1109/TIA.2014.2347196.
- [3] Duda J. Dlaczego ORC jest najlepszym rozwiązaniem do wykorzystania energii odpadowej w cementowni. Why ORC is the best option to recover the waste energy in cement plant. *Prace Instytutu Ceramiki i Materiałów Budowlanych*. 2012:32–43.
- [4] Anastasovski A. *Industrial Waste Heat Recovery Techniques*. 1st ed. Saarbrücken: LAP Lambert Academic Publishing; 2020.
- [5] Forjasz B. *Cementownia „Goleszów”*. Available at: <https://kolejczyn.pl/index.php?s=bcem>; 13 marca 2016.
- [6] Duda J. Ciepło odpadowe z cementowego pieca obrotowego źródłem energii odnawialnej. *Cement Wapno Beton* 2004:218–24.
- [7] European Commission. Joint Research Centre. Institute for Prospective Technological Studies. *Best available techniques (BAT) reference document for the production of cement, lime and magnesium oxide: Industrial Emissions Directive 2010/75/EU (integrated pollution prevention and control)*: Publications Office; 2013.
- [8] Macchi E, Astolfi M. *Organic rankine cycle (ORC) power systems: Technologies and applications*. Duxford, United Kingdom: Woodhead Publishing is an imprint of Elsevier; 2017.
- [9] Garofalo E, Bevione M, Cecchini L, Mattiussi F, Chiolerio A. Waste Heat to Power: Technologies, Current Applications, and Future Potential. *Energy Technology* 2020;8:2000413, doi:10.1002/ente.202000413.
- [10] Milewski J, Krasucki J. Comparison of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery in the steel industry. *Journal of Power Technologies* 2018;Vol 97 No 4:302–7.
- [11] Eliasson L, Valdimarsson P (eds). *Factors influencing the economics of the Kalina power cycle and situations of superior performance*; 2003.
- [12] Jouhara H. *Waste heat recovery in process industries*. Weinheim, Germany: Wiley-VCH; 2022.
- [13] Stober I, Bucher K. *Geothermal energy: From theoretical models to exploration and development*. 2nd ed. Cham: Springer; 2021.
- [14] Kalina Power Limited. *Making clean power from waste heat in range of industries*. Available at: <http://www.kalinapower.com/assets/documents/Kalina%20PowerASX%20Presentation%2004%20May%202016.pdf>; 2016 [accessed 21.04.2022].
- [15] Global Cement. *Kalina Cycle power systems in waste heat recovery applications*. Available at: <https://www.globalcement.com/magazine/articles/721-kalina-cycle-power-systems-in-waste-heat-recovery-applications>; 2012.
- [16] Kalina Power Limited. *Start Up Complete at Sinopec Hainan Kalina Cycle Power Plant*. Available at: <http://www.kalinapower.com/assets/documents/Hainan%20Update%20final%20051217.pdf>; 2017 [accessed 21.04.2022].
- [17] Żmudzki S. *Silniki Stirlinga*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne; 1993.
- [18] Breeze P. *Power Generation Technologies*. 3rd ed. San Diego: Elsevier Science & Technology; 2019.

- [19] Thombare DG, Verma SK. Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2008;12:1–38, doi:10.1016/j.rser.2006.07.001.
- [20] Catapano F, Perozziello C, Vaglieco BM. Analysis of a Stirling engine in a waste heat recovery system with internal combustion engine. *E3S Web Conf.* 2021;313:13001, doi:10.1051/e3sconf/202131313001.
- [21] Güven M, Bedir H, Anlaş G. Optimization and application of Stirling engine for waste heat recovery from a heavy-duty truck engine. *Energy Conversion and Management* 2019;180:411–24, doi:10.1016/j.enconman.2018.10.096.
- [22] Bianchi M, Pascale A de. Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources. *Applied Energy* 2011;88:1500–9, doi:10.1016/j.apenergy.2010.11.013.
- [23] Czaja D, Chmielniak T, Lepszy S. The selection of gas turbine air bottoming cycle for polish compressor stations. *Journal of Power Technologies* 2013:67–77.
- [24] Korobitsyn M. Industrial applications of the air bottoming cycle. *Energy Conversion and Management* 2002;43:1311–22, doi:10.1016/S0196-8904(02)00017-1.
- [25] Bianchi M, Di Montenegro GN, Peretto A. Inverted Brayton Cycle Employment for Low-Temperature Cogenerative Applications. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2002;124:561–5, doi:10.1115/1.1447237.
- [26] Tanaka K, Inoue K, Kitajima J, Kazari M, Nitta S, Tsujikawa Y, Kaneko K. The Development of 50kW Output Power Atmospheric Pressure Turbine (APT). In: *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*: American Society of Mechanical Engineers Digital Collection; 2009, p. 741–8.
- [27] Hieta Technologies Ltd. *Inverted Brayton Cycle Waste Heat Recovery System*. Available at: <https://www.hieta.biz/systems/waste-heat-recovery/> [accessed 21.04.2022].
- [28] Kennedy I, Chen Z, Ceen B, Jones S, Copeland CD. Experimental Investigation of an Inverted Brayton Cycle for Exhaust Gas Energy Recovery. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2019;141:121, doi:10.1115/1.4041109.
- [29] Kalina J. Wykorzystanie entalpii spalin gazu ziemnego do wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni ORC - analiza techniczno ekonomiczna. *Instal*;2010:66–71.
- [30] Borsukiewicz-Gozdur A, Nowak W. Siłownie ORC sposobem na wykorzystanie energii ze źródeł niskotemperaturowych. *Czysta Energia*;2011:32–5.
- [31] Papierowska E, Chaczykowski M. Wykorzystanie technologii ORC w celu wytwarzania energii ze źródeł odnawialnych. *Przegląd Naukowy Inżynieria i Kształtowanie Środowiska*;2013:336–47.
- [32] Kubski P, Lewandowski WM, Ryms M. Zwiększanie sprawności procesów technologicznych poprzez zastosowanie układów ORC i systemów trigeneracyjnych. *Nafta Gaz* 2010:886–91.
- [33] Tartière T, Astolfi M. A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. *Energy Procedia* 2017;129:2–9, doi:10.1016/j.egypro.2017.09.159.
- [34] *ORC World Map*. Available at: <https://orc-world-map.org/> [accessed 29.07.2022].
- [35] Maraver D, Quoilin S, Royo J. Optimization of Biomass-Fuelled Combined Cooling, Heating and Power (CCHP) Systems Integrated with Subcritical or Transcritical Organic Rankine Cycles (ORCs). *Entropy* 2014;16:2433–53, doi:10.3390/e16052433.
- [36] Baños, R., Manzano-Agugliaro, F., Montoya, F., G., Gil, C., Alcayde, A., Gómez, J. Optimization methods applied to renewable and sustainable energy: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:1753–66, doi:10.1016/j.rser.2010.12.008.
- [37] Østergaard PA. Reviewing optimisation criteria for energy systems analyses of renewable energy integration. *Energy* 2009;34:1236–45, doi:10.1016/j.energy.2009.05.004.

- [38] Duvia A, Guercio A, Di Schio, Rossi C. *Technical and economic aspects of Biomass fuelled CHP plants based on ORC turbogenerators feeding existing district heating networks*; 2009.
- [39] Franco A, Bellina F. Methods for optimized design and management of CHP systems for district heating networks (DHN). *Energy Conversion and Management* 2018;172:21–31, doi:10.1016/j.enconman.2018.07.009.
- [40] Elsidio C, Mian A, Martelli E. A systematic methodology for the techno-economic optimization of Organic Rankine Cycles. *Energy Procedia* 2017;129:26–33, doi:10.1016/j.egypro.2017.09.171.
- [41] Martelli, E., Federico Capra, F., Consonni S. Numerical optimization of Combined Heat and Power Organic Rankine Cycles – Part A: Design optimization. *Energy* 2015;90:310–28, doi:10.1016/j.energy.2015.06.111.
- [42] Capra, F., Martelli, E. Numerical optimization of combined heat and power Organic Rankine Cycles – Part B: Simultaneous design & part-load optimization. *Energy* 2015;90:329–43, doi:10.1016/j.energy.2015.06.113.
- [43] Jankowski M, Borsukiewicz A. A Novel Exergy Indicator for Maximizing Energy Utilization in Low-Temperature ORC. *Energies* 2020;13:1598, doi:10.3390/en13071598.
- [44] Jankowski M. A new indicator for minimizing size of an ORC power plant based on heat exchanger and turbine design parameters. *Applied Thermal Engineering* 2022;201:117750, doi:10.1016/j.applthermaleng.2021.117750.
- [45] Jankowski M, Klonowicz P, Borsukiewicz-Gozdur A. Multi-objective optimization of an ORC power plant using one-dimensional design of a radial-inflow turbine with backswept rotor blades. *Energy* 2021;237:121506, doi:10.1016/j.energy.2021.121506.
- [46] Ahlgren F, Mondejar ME, Genrup M, Thern M. Waste Heat Recovery in a Cruise Vessel in the Baltic Sea by Using an Organic Rankine Cycle: A Case Study. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2016;138:11702, doi:10.1115/1.4031145.
- [47] Lecompte S, Oyewunmi O, Markides C, Lazova M, Kaya A, van den Broek M, Paepe M de. Case Study of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery from an Electric Arc Furnace (EAF). *Energies* 2017;10:649, doi:10.3390/en10050649.
- [48] Klimaszewski P, Zaniewski D, Witanowski Ł, Suchocki T, Klonowicz P, Lampart P. A case study of working fluid selection for a small-scale waste heat recovery ORC system. *Archives of Thermodynamics* 2019;Vol. 40, doi:10.24425/ather.2019.129999.
- [49] Mikielewicz D, Mikielewicz J. A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. *Applied Thermal Engineering* 2010;30:2357–62, doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.05.035.
- [50] Daniarta S, Kolasiński P, Rogosz B. Waste Heat Recovery in Automotive Paint Shop via Organic Rankine Cycle and Thermal Energy Storage System—Selected Thermodynamic Issues. *Energies* 2022;15:2239, doi:10.3390/en15062239.
- [51] Daniarta S, Nemš M, Kolasiński P, Pomorski M. Sizing the Thermal Energy Storage Device Utilizing Phase Change Material (PCM) for Low-Temperature Organic Rankine Cycle Systems Employing Selected Hydrocarbons. *Energies* 2022;15:956, doi:10.3390/en15030956.
- [52] Borsukiewicz-Gozdur A. Exergy analysis for maximizing power of organic Rankine cycle power plant driven by open type energy source. *Energy* 2013;62:73–81, doi:10.1016/j.energy.2013.03.096.
- [53] Forman C, Muritala IK, Pardemann R, Meyer B. Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2016;57:1568–79, doi:10.1016/j.rser.2015.12.192.
- [54] Panayaiotou GP, Bianchi G, Georgiou G, Aresti L, Argyrou M, Agathokleous R, Tsamos KM, Tassou, S. A, Florides G, Kalogirou S, Christodoulides P. Preliminary assessment of

- waste heat potential in major European industries. *Energy Procedia* 2017;123:335–45, doi:10.1016/j.egypro.2017.07.263.
- [55] Brueckner S, Miró L, Cabeza LF, Pehnt M, Laevemann E. Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions – A categorization and literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2014;38:164–71, doi:10.1016/j.rser.2014.04.078.
- [56] Law R, Harvey A, Reay D. Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry. *Applied Thermal Engineering* 2013;53:188–96, doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.03.024.
- [57] Papapetrou M, Kosmadakis G, Cipollina A, La Commare U, Micale G. Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country. *Applied Thermal Engineering* 2018;138:207–16, doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.04.043.
- [58] Simeone A, Luo Y, Woolley E, Rahimifard S, Boër C. A decision support system for waste heat recovery in manufacturing. *CIRP Annals* 2016;65:21–4, doi:10.1016/j.cirp.2016.04.034.
- [59] Law R, Harvey A, Reay D. A knowledge-based system for low-grade waste heat recovery in the process industries. *Applied Thermal Engineering* 2016;94:590–9, doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.10.103.
- [60] Główny Urząd Statystyczny. *Gospodarka Paliwowa Energetyczna, Część XVII. Bilanse energii według metodologii Eurostatu*. Available at: <https://stat.gov.pl/obszary-tematyczne/srodowisko-energia/energia/gospodarka-paliwowo-energetyczna-w-latach-2016-i-2017,4,13.html>.
- [61] CIRE.PL. *Rynek energii elektrycznej, Podstawowe dane, Produkcja energii elektrycznej w 2017 r.* Available at: <https://rynek-energii-elektrycznej.cire.pl/st,33,207,tr,75,0,0,0,0,0,podstawowe-dane.html>.
- [62] Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami. *Wartości opałowe (WO) i wskaźniki emisji CO₂ (WE) w roku 2015 do raportowania w ramach Systemu Handlu Uprawnieniami do Emisji za rok 2018*. Available at: http://www.kobize.pl/uploads/materialy/materialy_do_pobrania/monitorowanie_raportowanie_weryfikacja_emisji_w_eu_ets/WO_i_WE_do_stosowania_w_SHE_2018.pdf.
- [63] Climeon. *Tech product sheet*. Available at: <https://climeon.com/wp-content/uploads/2017/04/Climeon-Tech-Product-Sheet.pdf>.
- [64] Musiał A, Kalina J. Wykorzystanie przemysłowej energii odpadowej do produkcji energii elektrycznej w układach ORC. *Instal* 2019.
- [65] Marani Sp. z o. o. *Marani Outsourcing Air Company - strona firmowa*. Available at: <https://www.marani.pl/> [accessed 06.06.2022].
- [66] New Hampshire Department of Environmental Services. *Energy Efficiency for Compressed Air*. Available at: <https://www.des.nh.gov/sites/g/files/ehbemt341/files/documents/2020-01/energy-efficiency-compressed-air.pdf>; 2020 [accessed 07.06.2022].
- [67] Marani Sp. z o. o. *Wniosek o dofinansowanie projektu. Program Operacyjny Inteligentny Rozwój 2014-2020. Opracowanie pierwszego polskiego prototypu siłowni ORC średniej mocy do 300 kW el. wykorzystującej ciepło odpadowe z procesów przemysłowych. POIR.01.01.01-00-0414/17; 2017*.
- [68] Marani Sp. z o. o. *Wniosek o dofinansowanie projektu: Opracowanie dwóch prototypów mikrosiłowni ORC wykorzystujących ciepło odpadowe z procesów. Numer wniosku o dofinansowanie: POIR.01.01.01-00-0512/16 technologicznych. Program Operacyjny Inteligentny Rozwój 2014-2020; 2016*.
- [69] Marani Sp. z o. o. *Instrukcja obsługi sprężarki śrubowej Marani DS 250/H*.

- [70] Klonowicz P. *Raport zamykający III Etap, realizacji zleconych części prac merytorycznych obejmujących badania przemysłowe i prace rozwojowe przez firmę Marani Sp. z o.o. w ramach projektu POIR.01.01.01-00-0512/16 pt.: „Opracowanie dwóch prototypów mikrośilowni ORC wykorzystujących ciepło odpadowe z procesów technologicznych”*; 2018.
- [71] Klonowicz P (ed). *Raport zamykający I Etap realizacji zleconych części prac merytorycznych obejmujących badania przemysłowe i prace rozwojowe przez firmę Marani Sp. z o.o. w ramach projektu POIR.01.01.01-00-0512/16 pt.: „Opracowanie dwóch prototypów mikrośilowni ORC wykorzystujących ciepło odpadowe z procesów technologicznych”, realizowanego w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój na lata 2014-2020, Działania 1.1 „Projekty B+R Przedsiębiorstw”, Poddziałania 1.1.1 „Badania przemysłowe i prace rozwojowe realizowane przez przedsiębiorstwa” – zgodnie z Umową warunkową o współpracy zawartą w dniu 22.07.2016 r. wraz z późniejszymi zmianami*; 2017.
- [72] Schiessl Polska Sp z o o. *R1233zd HFO*. Available at: <https://www.schiessl.pl/pl/hfo/r1233zd> [accessed 08.06.2022].
- [73] Marani Sp. z o. o. *MARANI ORC (Wykorzystanie ciepła odpadowego z procesów technologicznych)*. Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=qZq71X-txcw>; 2022.
- [74] Endres SC, Sandrock C, Focke WW. A simplicial homology algorithm for Lipschitz optimisation. *J Glob Optim* 2018;72:181–217, doi:10.1007/s10898-018-0645-y.
- [75] Virtanen P, Gommers R, Oliphant TE, Haberland M, Reddy T, Cournapeau D, Burovski E, Peterson P, Weckesser W, Bright J, J. van der Walt, Stéfan, Brett M, Wilson J, Jarrod Millman K, Mayorov N, Nelson ARJ, Jones E, Kern R, Larson E, Carey CJ, Polat İ, Feng Y, Moore EW, VanderPlas J, Laxalde D, Perktold J, Cimrman R, Henriksen I, Quintero EA, Harris CR, Archibald AM, Ribeiro AH, Pedregosa F, van Mulbregt P, SciPy 1.0 Contributors. *Fundamental Algorithms for Scientific Computing in Python: SciPy 1.0*: 2017; *Nature Methods*:261-272.
- [76] Lee HS. *Thermal design: Heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*. Hoboken, N.J.: Wiley; 2010.
- [77] Franssen J-M, Vila Real P. Annex A: Thermal Data for Carbon Steel and Stainless Steel Sections. In: Franssen J-M, Real PV, editors. *Design of steel structures: Eurocode 1: Actions on structures*, 1st ed. [S. 1.], Berlin: ECCS, European Convention for constructional steelwork; CECM, Convention Européenne de la Construction Métallique; EKS, Europäische Konvention für Stahlbau; Ernst & Sohn; 2010, p. 319–45.
- [78] Hobler, Tadeusz. *Ruch i wymienniki ciepła*: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne; 1986.
- [79] Troniewski L, Czernek K. *Przenoszenie pędu, ciepła i masy. Część 2. Notatki autoryzowane*. Opole; 2008.
- [80] Kmieć A. *Procesy cieplne i aparaty*. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej; 2005.
- [81] Butrymowicz D, Śmierciew K, Jakończuk P. *Postępy w badaniach wymiany ciepła i masy: Monografia konferencyjna XIV Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy*. Białystok: Politechnika Białostocka; 2022.
- [82] Rocca P, Oliveri G, Massa A. Differential Evolution as Applied to Electromagnetics. *IEEE Antennas Propag. Mag.* 2011;53:38–49, doi:10.1109/MAP.2011.5773566.
- [83] Opara K. *Analiza algorytmu ewolucji różnicowej i jego zastosowanie w wyznaczaniu zależności statystycznych*. Rozprawa doktorska, Instytut Badań Systemowych Polskiej Akademii Nauk. Warszawa; 2014.
- [84] Juszczuk P. *Adaptacyjny algorytm ewolucji różnicowej w rozwiązywaniu problemów teorii gier*. Rozprawa doktorska, Uniwersytet Śląski. Katowice; 2013.

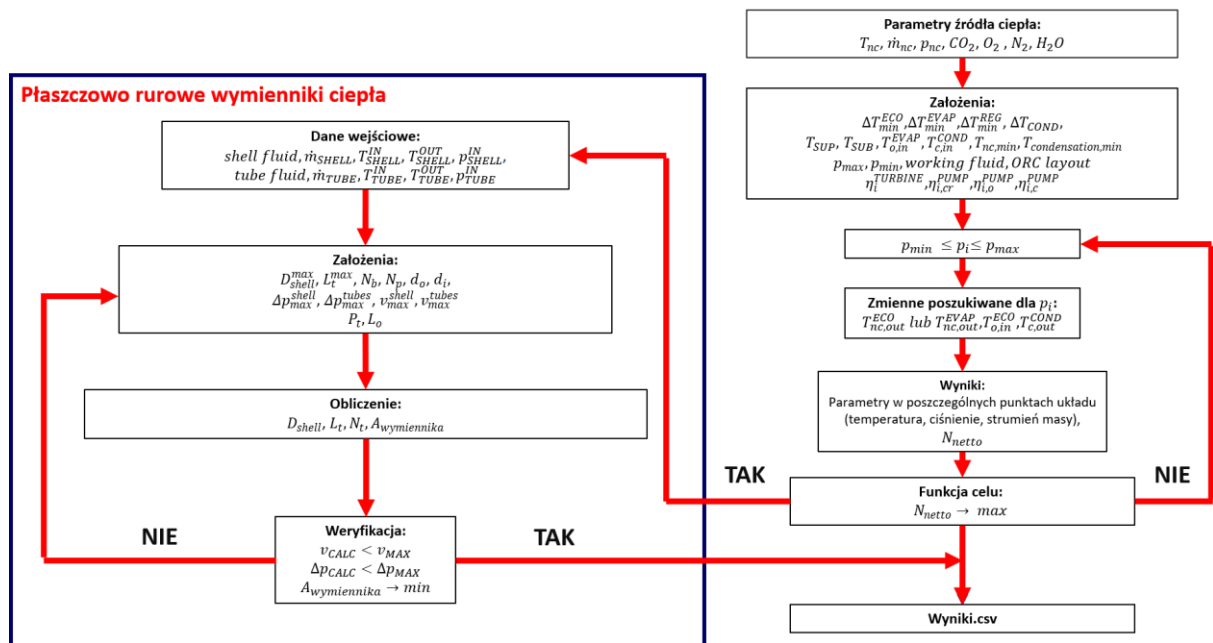
- [85] Iqony Solutions GmbH. *EBSILON®Professional Documentation. Calculations. Basis of Calculation. Turbines - OffDesign - Stodola*. Available at: https://help.ebsilon.com/EN/Part_load_Steam_Turbine.html; 2022 [accessed 06.09.2022].
- [86] Pili R, Siamisiis N, Agromayor R, Nord LO, Wieland C, Spliethoff H. *Efficiency Correlations for Off-Design Performance Prediction of ORC Axial-Flow Turbines*: Proceedings of the 5th International Seminar on ORC Power Systems; 2019.
- [87] Zhang C, Liu C, Wang S, Xu X, Li Q. Thermo-economic comparison of subcritical organic Rankine cycle based on different heat exchanger configurations. *Energy* 2017;123:728–41, doi:10.1016/j.energy.2017.01.132.
- [88] Główny Urząd Statystyczny. *Miesięczne wskaźniki cen towarów i usług konsumpcyjnych od 1982 roku*. Available at: <https://stat.gov.pl/obszary-tematyczne/ceny-handel/wskazniki-cen/wskazniki-cen-towarow-i-uslug-konsumpcyjnych-pot-inflacja-/miesieczne-wskazniki-cen-towarow-i-uslug-konsumpcyjnych-od-1982-roku/>.
- [89] Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami. *WSKAŹNIKI EMISYJNOŚCI CO₂, SO₂, NO_x, CO i pyłu całkowitego dla energii elektrycznej na podstawie informacji zawartych w Krajowej bazie o emisjach gazów cieplarnianych i innych substancji za 2020 rok*; 2021.
- [90] Klonowicz P. *Raport zamykający II Etap realizacji zleconych części prac merytorycznych obejmujących badania przemysłowe i prace rozwojowe przez firmę Marani Sp. z o.o. w ramach projektu POIR.01.01.01-00-0512/16 pt.: „Opracowanie dwóch prototypów mikrośilowni ORC wykorzystujących ciepło odpadowe z procesów technologicznych”*; 2018.

Załącznik nr 1 - Istotne fragmenty kodu

Załącznik zawiera fragmenty kodu pozwalające na lepszy wgląd w strukturę oprogramowania. Zaprezentowany kod skupia się na fragmentach, w których użytkownik może manipulować danymi i sterować programem.

Prezentowany fragment kodu jest procedurą wywołującą działanie programu, tworząc niezbędne ścieżki plików. Zaprezentowano funkcję `power_otuput`, która jest wrapperem (funkcją wywołującą inne funkcje) dla funkcji `body`, która z kolei stanowi układ równań pozwalających na rozwiązanie układu ORC dla zadanych parametrów. W ramach tej funkcji znajduje się fragment kodu odpowiadający za wykonanie obliczeń wymienników ciepła, który jest wywoływany dopiero po osiągnięciu maksymalnej wartości funkcji celu – mocy netto układu ORC.

W dalszej części zaprezentowano fragment kodu programu do wykonywania obliczeń pod zmiennym obciążeniem, wraz z wglądem w jedną z jego funkcji odpowiadających za obliczenia ekonomizera w warunkach off-design. Zaprezentowane fragmenty stanowią przekrój przez opracowane oprogramowanie.



Schemat prezentujący przebieg obliczeń dla programu do optymalizacji układu ORC.

~\Desktop\ORC-OPT\ORC-OPT.py

```

# Załącznik nr 1

def power_output(p, flue_gases_parameters, fluids, efficiencies, other, coefficients, scenario, T
label):
    T_solved = least_squares(fun = body, x0 = T_guess, bounds = (T_bounds_lower, T_bounds_upper),
efficiencies, other, coefficients, scenario, file_path, label, True, False, False))
    T_spal_cold_min, T_oil_eco_in, T_coolant_condens_out = T_solved.x

    return 1.0/body([T_spal_cold_min, T_oil_eco_in, T_coolant_condens_out], p, flue_gases_paramet
scenario, file_path, label, solve_temperatures = False, optimization = True, show_figure = False)

plt.close('all')

T_spal_hot = 510
T_spal_min = 125.0

p_spal_hot = 101.325
p_spal_cold = 101.325

CO2 = 0.0670
O2 = 0.0610
N2 = 0.7410
H2O = 0.1310

N2 = 1-CO2-O2-H2O

m_spal = 0.65 #kg/s

label = 'Marani_vs_IMP'

file_path = fr'F:\ORC-Thermo-Eco-Opt\results_{label}'

Path(file_path).mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\cycles_layouts_results').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\cycles_plots').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\exchangers_plots').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\full_results').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\raport').mkdir(parents=True, exist_ok=True)
Path(file_path+'\\economy').mkdir(parents=True, exist_ok=True)

h_data_for_aproximation = []
T_data_for_aproximation = range(int(T_spal_min), int(T_spal_hot)+1)

for T in T_data_for_aproximation:
    h = CP.PropsSI('Hmass', 'T|gas', T + 273.15, 'P', p_spal_hot * 1000, f'HEOS::CO2[{CO2}]&O2[{O2}]
h_data_for_aproximation.append(h)

coefficients = np.polyfit(h_data_for_aproximation ,T_data_for_aproximation ,6)

Th = plt.figure(5)
plt.xlim(700, 1200)
plt.ylim(125, 510)
plt.title('T=f(h)')
plt.plot(h_data_for_aproximation,T_data_for_aproximation)
plt.xlabel("Enthalpy, kJ/kg")
plt.ylabel("Temperture, \u00b0C")

```

```

flue_gases_parameters = [CO2, O2, N2, H2O, T_spal_hot, m_spal, p_spal_hot, p_spal_cold]

eta_itT = 0.65          #Sprawność wewnętrzna turbiny
eta_itMP = 0.4         #Sprawność wewnętrzna pompy obiegowej czynnika roboczego
eta_itOP = 0.6         #Sprawność wewnątrz pompy obiegowej oleju
eta_itCW = 0.3         #Sprawność wewnątrz pompy wody chłodzącej

eta_emT = 0.95         #Sprawność elektromechaniczna

efficienties = [eta_itT, eta_itMP, eta_itOP, eta_itCW, eta_emT]

#p_min = 20            #kPa(a), minimalne ciśnienie

# Fixed parameters which do not change between layouts and scenarios
p_max = 1500.0         #This one parameter is limiting maximum pressure for optimization
dT_sup = 5.0          #Superheating in evaporator
dT_sub = 5.0          #Subcooling in condenser
dT_REG = 50.0         #Temperature difference in regenerator

#Packiking data into list to shortend the amount of parameters for the body function
other = [dT_sup, dT_sub, dT_REG]

data = []
ECO = []
EVAP = []
REGEN = []
COND = []

#Layout 1 - the simpliest ORC cycle without intemidiate loop and regeneration
#Layout 2 - simple ORC cycle with intermediate loop, but stil without regeneration
#Layout 3 - ORC cycle without intermediate loop, but with regeneration
#Layout 4 - realatively complex ORC cycle with intermediate loop and regeneration

layout = [1,2,3,4]

#List of fluids for evaluation which will be the best one accordin to net electrical power output

list_of_fluids = ['Toluene', 'MM', 'Benzene', 'm-Xylene', 'p-Xylene']

#Spliting scenario set variables into two is done due to change in number of heat exchangers, ar
#The main reason for that is lack of intermediate loop, wich changes the flow of calculation in
#the number of variables, but also changes minimal tepearature differences in the rest of heat
#Regeneration is not a problem, because it's easy to skip in body function - whatever in cycl i
#not affects assumed minimal temperature differences in other heat exchanger
#The next reason is that body function was written with layout 4 in mind, with quiet asumptio t
#the function then to extend it

# Scenario set 1 is for layouts 2 and 4 - they both have intermidate loop
# Values in scenario set 1 chronological order:
#T_condensation_min, T_colant_condens_in, T_oil_evap_in, p_condensation_min, dT_ECO_min, dT_EVAF

scenario_set1 = [
    [60.0, 25.0, 280.0, 100.0, 60.0, 60.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 280.0, 50.0, 60.0, 40.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 310.0, 50.0, 40.0, 40.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 310.0, 20.0, 40.0, 40.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 310.0, 20.0, 40.0, 40.0, 10.0],

```

```
[40.0, 25.0, 340.0, 20.0, 40.0, 40.0, 10.0],
[40.0, 15.0, 340.0, 10.0, 40.0, 40.0, 10.0]
]
```

```
#Scenario set 2 for layouts 1 and 3 - they don't have intermidate loop
# Values in scenario set 2 chronological order:
#T_condensation_min, T_colant_condens_in, p_condensation_min, dT_EVAP_min, dT_COND_min
scenario_set2 = [
```

```
    [60.0, 25.0, 100.0, 120.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 50.0, 80.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 50.0, 80.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 20.0, 80.0, 20.0],
    [50.0, 25.0, 20.0, 80.0, 10.0],
    [40.0, 25.0, 20.0, 80.0, 10.0],
    [40.0, 15.0, 10.0, 80.0, 10.0]
]
```

```
pdf = FPDF(orientation='P', unit='mm', format='A4')
pdf.add_page()
pdf.set_font("Arial", size=16)
```

```
oil_loop_medium = 'INCOMP::T66'
coolant = 'INCOMP::MEG-40%
```

```
T_coolant_max = CP.PropsSI('T_MAX', coolant) - 273.15 - 0.001
```

```
writer = pd.ExcelWriter('output.xlsx',
                        engine='xlsxwriter',
                        options={'strings_to_numbers': True})
```

```
date = datetime.now()
date = date.strftime("%d_%m_%Y_%H_%M_%S")
```

```
with open(file_path+f'\\full_results\\results_{label}_{date}.csv', 'a', newline='') as database:
    csv_writer = csv.writer(database, delimiter = ',', quotechar = '"', quoting=csv.QUOTE_MINIMAL)
    csv_writer.writerow(['ORC_loop_medium', 'layout_number', 'scenario_number',
                        'dT_sub', 'dT_sup', 'dT_eco_min', 'dT_evap_min', 'dT_condens_min', 'dT_CO2', 'O2', 'N2', 'H2O',
                        'p_max', 'p_condensation_min', 'p_oil_loop', 'p_coolant',
                        'Q_AVALIABLE', 'Q_REST', 'Q_ECO', 'Q_EVAP', 'Q_REG', 'Q_condens',
                        'm_spal', 'm_oil', 'm_medium', 'm_coolant',
                        'dT_ECO', 'dT_Evap', 'dT_REG', 'dT_COND',
                        'T_spal_hot', 'T_spal_cold_min', 'p_spal_hot', 'T_oil_eco_out', 'T_oil',
                        'T_oil_evap_in', 'T_oil_evap_out', 'T_medium_evap_in', 'T_medium_evap',
                        'T_turbine_in', 'T_turbine_out',
                        'T_reg_hot_in', 'T_reg_hot_out', 'T_reg_cold_in', 'T_reg_cold_out',
                        'T_medium_condens_in', 'T_medium_condens_out', 'T_coolant_condens_in',
                        'T_medium_pump_in', 'T_medium_pump_out', 'T_coolant_pump_in', 'T_coolant',
                        'N_T', 'N_OP', 'N_MP', 'N_CW', 'N_cooling_tower', 'N_netto',
                        'eta_itT', 'eta_itOP', 'eta_itMP', 'eta_itCW', 'eta_ORC', 'DOWHU',
                        'CNT', 'CNG', 'ECO_COST', 'EVAP_COST', 'REG_COST', 'COND_COST', 'Medium',
                        'CNMP', 'CNOP', 'CNCW', 'UPS', 'KPLCIUS', 'KT', 'KP', 'KPW', 'KZO', 'KZCF',
                        'KZK', 'KZGO', 'KZP', 'KZB', 'KPZ', 'Kontener',
                        'COST', 'COST_per_kw', 'COM', 'i', 'LT', 'CRF', 't_op', 'EPC', 'COE', 'PPD',
                        'delta_CO2', 'delta_SO2', 'delta_NOx', 'delta_CO', 'delta_dust',
                        'eco_surf_LMTD', 'eco_surf_NTU', 'eco_L', 'eco_Nt', 'eco_do', 'eco_di', 'eco',
                        'evap_surf_LMTD', 'evap_surf_NTU', 'evap_L', 'evap_Nt', 'evap_do', 'evap_di',
                        'SUP_surf_LMTD', 'SUP_surf_NTU', 'SUP_L', 'SUP_k', 'EVAP_surf_LMTD', 'EVAP_surf_NTU', 'EVAP_L', 'EVAP_k',
                        'reg_surf_LMTD', 'reg_surf_NTU', 'reg_L', 'reg_Nt', 'reg_do', 'reg_di', 'reg
```



```

        'cond_surf_LMTD', 'cond_surf_NTU', 'cond_L', 'cond_Nt', 'cond_do', 'cond_di
'PREC_surf_LMTD', 'PREC_surf_NTU', 'PREC_L', 'PREC_k', 'COND_surf_LMTD', 'COND_surf_NTU', 'COND_L', 'CC
        'label', 'file_path'])

writer.save()

if os.path.isfile(file_path+f'\\full_results\\results_{label}.csv') == True:
    os.remove(file_path+f'\\full_results\\results_{label}.csv')
else:
    pass

with open(file_path+f'\\full_results\\results_{label}.csv', 'a', newline='') as database:
    csv_writer = csv.writer(database, delimiter = ',', quotechar = '"', quoting=csv.QUOTE_MINIMAL)
    csv_writer.writerow(['ORC_loop_medium', 'layout_number', 'scenario_number',
        'dT_sub', 'dT_sup', 'dT_eco_min', 'dT_evap_min', 'dT_condens_min', 'dT
        'CO2', 'O2', 'N2', 'H2O',
        'p_max', 'p_condensation_min', 'p_oil_loop', 'p_coolant',
        'Q_AVALIABLE', 'Q_REST', 'Q_ECO', 'Q_EVAP', 'Q_REG', 'Q_condens',
        'm_spal', 'm_oil', 'm_medium', 'm_coolant',
        'dT_ECO', 'dT_Evap', 'dT_REG', 'dT_COND',
        'T_spal_hot', 'T_spal_cold_min', 'p_spal_hot', 'T_oil_eco_out', 'T_oil
        'T_oil_evap_in', 'T_oil_evap_out', 'T_medium_evap_in', 'T_medium_evap
        'T_turbine_in', 'T_turbine_out',
        'T_reg_hot_in', 'T_reg_hot_out', 'T_reg_cold_in', 'T_reg_cold_out',
        'T_medium_condens_in', 'T_medium_condens_out', 'T_coolant_condens_in',
        'T_medium_pump_in', 'T_medium_pump_out', 'T_coolant_pump_in', 'T_coolan
        'N_T', 'N_OP', 'N_MP', 'N_CW', 'N_cooling_tower', 'N_netto',
        'eta_itT', 'eta_itOP', 'eta_itMP', 'eta_itCW', 'eta_ORC', 'DOWHU',
        'CNT', 'CNG', 'ECO_COST', 'EVAP_COST', 'REG_COST', 'COND_COST', 'Medium
        'CNMP', 'CNOP', 'CNCW', 'UPS', 'KPLCIUS', 'KT', 'KP', 'KPW', 'KZO', 'KZCF
        'KZK', 'KZGO', 'KZP', 'KZB', 'KPZ', 'Kontener',
        'COST', 'COST_per_kw', 'COM', 'i', 'LT', 'CRF', 't_op', 'EPC', 'COE', 'PPD',
        'delta_CO2', 'delta_SO2', 'delta_NOx', 'delta_CO', 'delta_dust',
        'eco_surf_LMTD', 'eco_surf_NTU', 'eco_L', 'eco_Nt', 'eco_do', 'eco_di', 'ecc
        'evap_surf_LMTD', 'evap_surf_NTU', 'evap_L', 'evap_Nt', 'evap_do', 'evap_di
'SUP_surf_LMTD', 'SUP_surf_NTU', 'SUP_L', 'SUP_k', 'EVAP_surf_LMTD', 'EVAP_surf_NTU', 'EVAP_L', 'EVAP_k
        'reg_surf_LMTD', 'reg_surf_NTU', 'reg_L', 'reg_Nt', 'reg_do', 'reg_di', 'reg
        'cond_surf_LMTD', 'cond_surf_NTU', 'cond_L', 'cond_Nt', 'cond_do', 'cond_di
'PREC_surf_LMTD', 'PREC_surf_NTU', 'PREC_L', 'PREC_k', 'COND_surf_LMTD', 'COND_surf_NTU', 'COND_L', 'CC
        'label', 'file_path'])

writer.save()

plt.ioff()

for item in list_of_fluids:

    plt.close()

    p_fluid_max1 = p_max

    ORC_loop_medium = item

    fluids = [oil_loop_medium, ORC_loop_medium, coolant]

    print('Evaluation corectnes of assumed maximum pressure according to fluid properties')
    while True:
        try:

```

```

    T_evap_at_p_max = CP.PropsSI('T', 'P', p_fluid_max1 * 1000, 'Q', 1, ORC_loop_medium)
except ValueError:
    p_fluid_max1 = p_fluid_max1 - 0.001
    print(p_fluid_max1)
else:
    break

T_evap_at_p_max = CP.PropsSI('T', 'P', p_fluid_max1 * 1000, 'Q', 1, ORC_loop_medium) - 273.15

if T_evap_at_p_max > T_spal_hot:
    T_evap_at_p_max = T_spal_hot
    p_fluid_max1 = CP.PropsSI('P', 'T', T_evap_at_p_max + 273.15, 'Q', 1, ORC_loop_medium)/1000

for item in layout:

    s = 0
    l = item

    if l == 2 or l == 4:

        scenario = scenario_set1

    else:

        scenario = scenario_set2

    for item in scenario[3:4]:

        print(f"{ORC_loop_medium}, layout: {l}")

        p_fluid_max2 = p_fluid_max1
        T_condensation_min = item[0]
        T_coolant_condens_in = item[1]

        if l == 2 or l == 4:

            T_oil = item[2]

            T_guess = (T_spal_min, 80, 100)
            T_bounds_lower = (T_spal_min, 25.0, T_coolant_condens_in)
            T_bounds_upper = (T_spal_hot, T_oil, 100)

            T_evap_at_p_fluid_max = CP.PropsSI('T', 'P', p_fluid_max1 * 1000, 'Q', 1, ORC_loop_medium)

            if T_oil < T_evap_at_p_fluid_max:
                p_fluid_max2 = CP.PropsSI('P', 'T', T_oil - dT_sup + 273.15, 'Q', 1, ORC_loop_medium)/1000

            p_min = item[3]

            print('Evaluation corectnes of assumed minmal pressure according to fluid proper

        while True:
            try:
                T_medium_condens = CP.PropsSI('T', 'P', p_min * 1000, 'Q', 1, ORC_loop_medium)
            except ValueError:
                p_min = p_min + 0.1
            else:
                break

            if T_medium_condens < T_condensation_min:

```

```

T_medium_condens = T_condensation_min
p_min = CP.PropsSI('P','T',T_medium_condens + 273.15,'Q', 1, ORC_loop_medium

else:

    T_guess = (T_spal_min, 0.0, 100)
    T_bounds_lower = (T_spal_min, 0.0, item[1])
    T_bounds_upper = (T_spal_hot, 1.0, 100)

    p_min = item[2]

    print('Evaluation corectnes of assumed minmal pressure according to fluid proper
while True:
    try:
        T_medium_condens = CP.PropsSI('T','P',p_min * 1000,'Q', 1, ORC_loop_medi
    except ValueError:
        p_min = p_min + 0.1
    else:
        break

    if T_medium_condens < T_condensation_min:
        T_medium_condens = T_condensation_min
        p_min = CP.PropsSI('P','T',T_medium_condens + 273.15,'Q', 1, ORC_loop_medium

s = s + 1

#I'm adding additional information about scenario and layout numbers to list other,
#containing information which does not fit the any other list

other.insert(3, s)
other.insert(4, l)

p_opt = shgo(func=power_output, bounds = [(p_min, p_fluid_max2)], args = (flue_gases
coefficients, item, T_guess, T_bounds_lower, T_bounds_upper, file_path, label)).x

T_solved_of_p_opt = least_squares(fun = body, x0 = T_guess, bounds = (T_bounds_lower
flue_gases_parameters,fluids, efficienties, other, coefficients, item,file_path, label, True, Fal
T_spal_cold_min, T_oil_eco_in, T_coolant_condens_out = T_solved_of_p_opt.x

N_netto = body([T_spal_cold_min, T_oil_eco_in, T_coolant_condens_out], p_opt, flue_g
coefficients, item,file_path,label, solve_temperatures = False, optimization = True, show_figure
ECO, EVAP, REGEN, COND = body([T_spal_cold_min, T_oil_eco_in, T_coolant_condens_out]
other, coefficients, item, file_path, label, solve_temperatures = False, optimization = False, sh

pdf.output(file_path+'\\raport\\'+label+'.pdf', 'F')

end = time.time()
hours, rem = divmod(end-start, 3600)
minutes, seconds = divmod(rem, 60)
print("{:0>2}:{:0>2}:{:05.2f}".format(int(hours),int(minutes),seconds))

```

```

# Segment obliczania wymienników ciepła
    if solve_temperatures == False and optimization == False:

        """
        Obliczenia wymienników - ekonomizer
        """

        if layout_number == 2 or layout_number == 4:

            eco_results = eco_minimize_surface(oil_loop_medium, T_oil_eco_in, T_oil_eco_out ,
            p_oil_loop, 10.0, m_oil,
            'spaliny', T_spal_hot, T_spal_cold_min, p_spal_hot, 10.0,
            m_spal,
            Np = 1 , Nb = 0, d_i = (19-2*1.7)/1000.0, d_o = 19/1000.0, Pt
            = 24.8/1000.0, Lo = 60, R_tube_in =0 , R_tube_out=0, Ds_max = 0.5, Lt_max = 2.0, CO2 = CO2, O2
            = O2, N2 = N2, H2O = H2O)

            eco_surf_LMTD = float(eco_results['F_LMTD_ECO'])
            eco_surf_NTU = float(eco_results['F_NTU_ECO'])
            eco_L = float(eco_results['Lt_ECO'])
            eco_Nt = eco_results['Nt_ECO']
            eco_do = eco_results['d_o_ECO']
            eco_di = eco_results['d_i_ECO']
            eco_Np = eco_results['Np_ECO']
            eco_D_shell = float(eco_results['D_shell'])
            eco_k = float(eco_results['k_ECO'])

            """
            Koszt ekonomizera
            """
            ECO_COST = koszt_eco_reg([eco_surf_LMTD, (p_oil_loop-101.325)/100])

        else:

            eco_surf_LMTD = 0
            eco_surf_NTU = 0
            eco_L = 0
            eco_Nt = 0
            eco_do = 0
            eco_di = 0
            eco_Np = 0
            eco_D_shell = 0
            eco_k = 0

            ECO_COST = 0

        print('ECO', ECO_COST, 'PLN')

        """
        Obliczenia wymienników - ekonomizer
        """

        if layout_number == 3 or layout_number == 4:

            reg_results = reg_minimize_surface('REFPROP::'+ORC_loop_medium, T_reg_cold_in,
            T_reg_cold_out , p_max, 10.0, m_medium,
            'REFPROP::'+ORC_loop_medium, T_reg_hot_in, T_reg_hot_out,
            p_min, 10.0, m_medium,
            Np = 1 , Nb = 0, d_i = (16.57)/1000.0, d_o = 19.05/1000.0, Pt
            = 23.81/1000.0, Lo = 60, R_tube_in =0 , R_tube_out=0, Ds_max = 0.2, Lt_max = 2.0, CO2 = CO2,
            O2 = O2, N2 = N2, H2O = H2O)

            #Np = 1 , Nb = 0, d_i = (16.57)/1000.0, d_o = 19.05/1000.0, Pt
            = 23.81/1000.0, Lo = 60, R_tube_in =0 , R_tube_out=0, Ds_max = 0.2, Lt_max = 10.0, CO2 = CO2,

```

```

O2 = O2, N2 = N2, H2O = H2O)
    reg_surf_LMTD = float(reg_results['F_LMTD_REG'])
    reg_surf_NTU = float(reg_results['F_NTU_REG'])
    reg_L = float(reg_results['Lt_REG'])
    reg_Nt = reg_results['Nt_REG']
    reg_do = reg_results['d_o_REG']
    reg_di = reg_results['d_i_REG']
    reg_Np = reg_results['Np_REG']
    reg_D_shell = float(reg_results['D_shell'])
    reg_k = float(reg_results['k_REG'])

    """
    Koszt ekonomizera
    """

    REG_COST = koszt_reg([reg_surf_LMTD, (p_max-101.325)/100])
    print('REG', REG_COST, 'PLN')
else:

    reg_surf_LMTD = 0
    reg_surf_NTU = 0
    reg_L = 0
    reg_Nt = 0
    reg_do = 0
    reg_di = 0
    reg_Np = 0
    reg_D_shell = 0
    reg_k = 0

    REG_COST = 0

    """
    Obliczenia wymienników - parownik
    """

    evap_results = evap_minimize_surface('REFPROP::'+ORC_loop_medium, T_medium_evap_in,
    T_medium_evap_out , p_max, 10.0, m_medium,
    shell_fluid, T_shell_in, T_shell_out, p_spal_hot, 10.0,
    m_shell,
    Np = 1 , Nb = 0, d_i = (16.57)/1000.0, d_o =
    19.05/1000.0, Pt = 23.81/1000.0, Lo = 60, R_tube_in =0 , R_tube_out=0, Ds_max = 0.5, Lt_max =
    2.0, CO2 = CO2, O2 = O2, N2 = N2, H2O = H2O)

    """Parownik ogółem"""
    evap_surf_LMTD = float(evap_results['F_total_LMTD_EVAP'])
    evap_surf_NTU = float(evap_results['F_total_NTU_EVAP'])
    evap_L = float(evap_results['Lt_total_EVAP'])
    evap_Nt = evap_results['Nt_EVAP']
    evap_do = evap_results['d_o_EVAP']
    evap_di = evap_results['d_i_EVAP']
    evap_Np = evap_results['Np_EVAP']
    evap_D_shell = float(evap_results['D_shell'])
    evap_k = float(evap_results['k_EVAP'])

    # Przegrzewacz
    SUP_surf_LMTD = float(evap_results['F_SUP_LMTD_EVAP'])
    SUP_surf_NTU = float(evap_results['F_SUP_NTU_EVAP'])
    SUP_L = float(evap_results['Lt_SUP_EVAP'])
    SUP_k = float(evap_results['k_SUP_EVAP'])

    # Właściwy parownik
    EVAP_surf_LMTD = float(evap_results['F_EVAP_LMTD_EVAP'])

```

```

EVAP_surf_NTU = float(evap_results['F_EVAP_NTU_EVAP'])
EVAP_L        = float(evap_results['Lt_EVAP_EVAP'])
EVAP_k        = float(evap_results['k_EVAP_EVAP'])

# Podgrzewacz
PRE_surf_LMTD = float(evap_results['F_PRE_LMTD_EVAP'])
PRE_surf_NTU  = float(evap_results['F_PRE_NTU_EVAP'])
PRE_L         = float(evap_results['Lt_Pre_EVAP'])
PRE_k         = float(evap_results['k_PRE_EVAP'])

"""
Koszt parownika
"""
EVAP_COST = koszt_par_skr([evap_surf_LMTD, (p_max-101.325)/100])

"""
Obliczenia wymienników - skraplacz
"""

cond_results = cond_minimize_surface('REFPROP::'+ORC_loop_medium, T_medium_condens_in,
T_medium_condens_out , p_condensation_min, 10.0, m_medium,
                                coolant, T_coolant_condens_in, T_coolant_condens_out,
p_oil_loop, 10.0, m_coolant,
                                Np = 1 , Nb = 0, d_i = (15.6)/1000.0, d_o = 19.0/1000.0,
Pt = 23.81/1000.0, Lo = 60, R_tube_in = 0 , R_tube_out=0, Ds_max = 0.5, Lt_max = 2.0, CO2 =
CO2, O2 = O2, N2 = N2, H2O = H2O)

cond_surf_LMTD = float(cond_results['F_total_LMTD_COND'])
cond_surf_NTU  = float(cond_results['F_total_NTU_COND'])
cond_L         = float(cond_results['Lt_total_COND'])
cond_Nt        = cond_results['Nt_COND']
cond_do        = cond_results['d_o_COND']
cond_di        = cond_results['d_i_COND']
cond_Np        = cond_results['Np_COND']
cond_D_shell   = float(cond_results['D_shell'])
cond_k         = float(cond_results['k_COND'])

# Precooler - schładzacz?
PREC_surf_LMTD = float(cond_results['F_PRE_LMTD_COND'])
PREC_surf_NTU  = float(cond_results['F_PRE_NTU_COND'])
PREC_L         = float(cond_results['Lt_PRE_COND'])
PREC_k         = float(cond_results['k_PRE_COND'])

# Właciwy skraplacz
COND_surf_LMTD = float(cond_results['F_COND_LMTD_COND'])
COND_surf_NTU  = float(cond_results['F_COND_NTU_COND'])
COND_L         = float(cond_results['Lt_COND_COND'])
COND_k         = float(cond_results['k_COND_COND'])

# Subcoller
SUB_surf_LMTD  = float(cond_results['F_SUB_LMTD_COND'])
SUB_surf_NTU   = float(cond_results['F_SUB_NTU_COND'])
SUB_L          = float(cond_results['Lt_SUB_COND'])
SUB_k          = float(cond_results['k_SUB_COND'])

"""
Koszt skraplacza
"""
COND_COST = koszt_par_skr([cond_surf_LMTD, (p_oil_loop-101.325)/100])

```

Przykład funkcji do obliczeń off-design

```
import math
import pandas as pd
import numpy as np
import CoolProp.CoolProp as CP

'Robię z tego funkcję do wykorzystania później'

def eco_off_design(Ts1_off, Ts2_off, To1_off, To3_off, k_nom, A_nom, ms_nom, ms_off, mo_nom,
mo_off, p_s, p_o, CO2, O2, N2, H2O):

    dT=1

    while dT>0.001:

        cp_Ts1_off = CP.PropsSI('Cpmass', 'T|gas', Ts1_off + 273.15, 'P', 101.325 * 1000,
f'HEOS::CO2[{CO2}]&O2[{O2}]&N2[{N2}]&H2O[{H2O}]')/1000
        cp_Ts2_off = CP.PropsSI('Cpmass', 'T|gas', Ts2_off + 273.15, 'P', 101.325 * 1000,
f'HEOS::CO2[{CO2}]&O2[{O2}]&N2[{N2}]&H2O[{H2O}]')/1000
        cp_spal_off = (cp_Ts1_off+cp_Ts2_off)/2

        cp_To1_off = CP.PropsSI('Cpmass', 'T', To1_off + 273.15, 'P', 301.325 * 1000,
'INCOMP::T66')/1000
        cp_To3_off = CP.PropsSI('Cpmass', 'T', To3_off + 273.15, 'P', 301.325 * 1000,
'INCOMP::T66')/1000
        cp_oil_off = (cp_To1_off+cp_To3_off)/2

        W_spal_off = ms_off*cp_spal_off
        W_oil_off = mo3_off*cp_oil_off

        W_min_off = min(W_spal_off, W_oil_off)
        W_max_off = max(W_spal_off, W_oil_off)

        CR_off = W_min_off/W_max_off

        k_off = k_nom*(ms_nom/ms_off)**0.8*(Ts1_off/Ts1_nom)**0.4

        NTU_off = (k_off*A_nom)/(W_min_off*1000)

        epsilon_off = (1 - math.e**(-NTU_off*(1-CR_off)))/(1 - CR_off * math.e**(-NTU_off*(1-
CR_off)))

        Ts2_off_calc = Ts1_off-epsilon_off*W_min_off*(Ts1_off-To3_off)/W_spal_off

        hs1_off = CP.PropsSI('Hmass', 'T|gas', Ts1_off + 273.15, 'P', 101.325 * 1000,
f'HEOS::CO2[{CO2}]&O2[{O2}]&N2[{N2}]&H2O[{H2O}]')/1000
        hs2_off = CP.PropsSI('Hmass', 'T|gas', Ts2_off + 273.15, 'P', 101.325 * 1000,
f'HEOS::CO2[{CO2}]&O2[{O2}]&N2[{N2}]&H2O[{H2O}]')/1000

        ho3_off = CP.PropsSI('Hmass', 'T', To3_off + 273.15, 'P', 301.325 * 1000,
'INCOMP::T66')/1000

        Q_spal_calc = ms_off*(hs1_off-hs2_off)
        ho1_off_calc = (Q_spal_calc/mo3_off)+ho3_off
        To1_off_calc = CP.PropsSI('T', 'Hmass', ho1_off_calc*1000, 'P', 301.325 * 1000,
'INCOMP::T66')-273.15

        dT = abs(Ts2_off-Ts2_off_calc)
        #print(dT)
        Ts2_off = Ts2_off_calc
        To1_off = To1_off_calc
```

```

    return Ts2_off_calc, To1_off_calc

Ts1_nom = 510 #C
Ts2_nom = 223.55 #C
ms_nom = 0.65 #kg/s

To1_nom = 310 #C
To3_nom= 183.55 #C
mo3_nom = 0.72 #kg/s

# Skład gazu
CO2 = 0.0670
O2 = 0.0610
N2 = 0.7410
H2O = 0.1310

A_nom = 32.78 #m^2
Q_nom = 216.333 #kW
k_nom = 66.377 #

LMTD_nom = ((Ts1_nom-To1_nom)-(Ts2_nom-To3_nom))/math.log((Ts1_nom-To1_nom)/(Ts2_nom-To3_nom))

Q_nom_ver = k_nom*A_nom*LMTD_nom/1000

"""Zaczynam obliczenia off-design

Zmiennymi są temperatury na wejściach Ts2_off i To3_off, a także strumienie masy ms_off oraz
mo_off. Obliczam temperatury na wylotach.
Ts2_off nie może być mniejsze niż 125 st.C - założenie ograniczające
"""

'Wartoci o których decyduje ja - '
Ts1_off = 510 #C
ms_off = 0.65 #kg/s
To3_off= 183.55 #C
mo3_off = 0.72 #kg/s

'Założenia wstępne - podlegają aktualizacji w trakcie iteracji'
Ts2_off = 223.55 #C - założenie wstępne - podelga aktualizacji
To1_off = 310 #C - założenie wstępne - podelga aktualizacji w wyniku iteracji

Ts2_off, To1_off = eco_off_design(Ts1_off, Ts2_off, To1_off, To3_off, k_nom, A_nom, ms_nom,
ms_off, mo3_nom, mo3_off, 101.325, 301.325, CO2, O2, N2, H2O)

print(Ts2_off)
print(To1_off)

```