



Daniel Smykowski

Kompleksowa metoda modelowania, projektowania i badania zmiennofazowych magazynów ciepła



Daniel Smykowski

**Kompleksowa metoda
modelowania, projektowania
i badania zmiennofazowych
magazynów ciepła**



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
Wrocław 2025

Recenzenci

Bogusław BIAŁKO, Janusz KOTOWICZ

Opracowanie redakcyjne i korekta

Dorota RAWA

Projekt okładki

Tomasz GRACEK

Opracowanie typograficzne

Tomasz GRACEK

© Daniel Smykowski 2025

Udostępniono na licencji Creative Commons BY-NC-ND
(<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>)

Oficina Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej

Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

<http://www.oficyna.pwr.edu.pl>

e-mail: oficwyd@pwr.edu.pl

zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl

ISBN 978-83-8134-013-7

https://doi.org/10.37190/Smykowski_2025

Spis treści

1. Wstęp	7
2. Kompleksowe podejście do modelowania, projektowania i badania zmiennofazowych magazynów ciepła	25
3. Dobór materiału magazynującego ciepło	29
Wprowadzenie	29
3.1 Kryteria doboru materiału magazynującego ciepło	29
3.2. Metodyka wyznaczania właściwości termofizycznych	34
3.2.1 Aparatura i warunki pomiarów DSC-TGA	34
3.2.2. Analiza wyników	37
3.3. Przykład zastosowania metody	39
3.3.1. Określenie kryteriów doboru materiału magazynującego	39
3.3.2. Selekcja materiałów i badania DSC-TGA	40
3.3.3. Wyznaczenie wskaźników i ocena materiałów	45
3.3.4. Weryfikacja właściwości materiału magazynującego po eksploatacji w warunkach rzeczywistych	49
4. Metoda modelowania i optymalizacji magazynu ciepła z przemianą fazową	51
Wprowadzenie	51
4.1. Model bilansowy magazynu ciepła	52
4.2. Metoda obliczeń procesowych oraz dynamicznych (model jednowymiarowy)	56
4.2.1. Metoda obliczeń procesowych (stacjonarny model magazynu ciepła)	58
4.2.2 Metoda obliczeń dynamicznych (dynamiczny model magazynu ciepła)	69
4.3. Metoda symulacji cieplno-przepływowych (numeryczny model trójwymiarowy)	73
4.3.1 Model przemiany fazowej z modułu Heat Transfer (COMSOL Multiphysics)	80
4.3.2 Metoda interpolowanej efektywnej pojemności cieplnej (DSC-TGA)	82
5. Weryfikacja metody w skali laboratoryjnej	87
Wprowadzenie	87
5.1. Idea praktycznego wykorzystania przemiany fazowej do akumulacji ciepła	87
5.2. Stanowisko badawcze w skali laboratoryjnej	89
5.3 Wyniki pomiarów i ich analiza	94
5.3.1. Badanie wpływu strumienia powietrza na parametry dynamiczne	95
5.3.2 Badanie wpływu konstrukcji układu wymiany ciepła na parametry dynamiczne magazynu	112

5.4. Symulacje ciepłno-przepływowe laboratoryjnego magazynu ciepła	117
5.4.1 Parametry i warunki symulacji	117
5.4.2 Weryfikacja modelu numerycznego	120
5.4.3 Syntetyczna analiza wyników symulacji numerycznych i pomiarów	131
6. Weryfikacja metody w warunkach rzeczywistych	137
Wprowadzenie	137
6.1. Zastosowanie magazynu ciepła z przemianą fazową w warunkach rzeczywistych	137
6.2. Obliczenia bilansowe rzeczywistego systemu magazynowania ciepła	140
6.3. Pilotażowa instalacja magazynowania ciepła	146
6.3.1 Założenia i wytyczne pilotażowej instalacji magazynowania ciepła	147
6.3.2 Obliczenia bilansowe pilotażowego magazynu ciepła	148
6.3.3 Obliczenia procesowe pilotażowego magazynu ciepła	149
6.3.4 Symulacje dynamiczne pilotażowego magazynu ciepła	166
6.3.5 Pilotażowa instalacja magazynowania ciepła	170
6.4. Badania na pilotażowej instalacji magazynowania ciepła	177
6.4.1 Wyznaczenie czasów rozładowania akumulatora przy różnych wartościach strumienia wody rozładowującej	178
6.4.2 Sprawdzenie stabilności parametrów pracy akumulatora w warunkach długotrwałego zasilania zmiennym strumieniem masy pary	184
6.5. Weryfikacja wyników symulacji	188
6.5.1 Symulacja pracy magazynu w stanie ustalonym	188
6.5.2 Symulacja rozładowywania magazynu przy różnych wartościach strumienia wody	192
Podsumowanie	199
Literatura	205
Załącznik A	219
Załącznik B	227
Abstrakt	230

Wykaz ważniejszych oznaczeń

Q	– strumień ciepła, kW	ρ	– gęstość, kg/m ³
Q	– ciepło, kJ	η	– lepkość dynamiczna,
q_m	– strumień masy, kg/h	Pa·s	– lepkość kinematyczna, m ² /s
t	– temperatura, °C	v	– prędkość, m/s
ΔT	– różnica temperatur, K	Re	– liczba Reynoldsa
H	– entalpia, kJ/kg	Pr	– liczba Prandtla
p	– ciśnienie, MPa	Nu	– liczba Nusselta
C_p	– ciepło właściwe, kJ/(kg·K)	α	– współczynnik wnikania ciepła, W/(m ² ·K)
m	– masa, kg	R	– współczynnik cieplnego oporu liniowego, (m·K)/W
D	– średnica, mm	k	– współczynnik przenikania ciepła, W/(m ² ·K)
W	– grubość, mm	τ	– czas, min
L	– długość, m	γ	– udział fazy ciekłej materiału PCM
λ	– przewodność cieplna, W/(m·K)		
Z	– rozstaw żeber, mm		
V	– objętość, m ³		
S	– powierzchnia, m ²		

Indeksy dolne

in	– wejściowy	PCM	– materiał zmiennofazowy
out	– wyjściowy	htf	– czynnik roboczy
ak	– zakumulowane (zmagazynowane)	$P1$	– rury ładujące
i	– początkowy	$P2$	– rury rozładowujące
f	– końcowy	RAD	– żebro
s , solid	– w fazie stałej	C	– strona ładująca
l , liquid	– w fazie ciekłej	D	– strona rozładowująca
		ref	– referencyjny

Przedmowa

Niniejsza monografia stanowi kompleksowe opracowanie dotyczące modelowania, projektowania, optymalizacji oraz testowania zmiennofazowych magazynów ciepła, ze szczególnym uwzględnieniem ich zastosowania w przemyśle. W kolejnych rozdziałach przedstawiono rosnące znaczenie technologii magazynowania energii – przede wszystkim magazynowania ciepła, a także metodę umożliwiającą zaprojektowanie i przetestowanie magazynów ciepła. Poszczególne rozdziały wprowadzają Czytelnika na kolejne etapy projektowania magazynu dotyczące m.in. doboru materiału magazynującego, wielowariantowych obliczeń i symulacji oraz badania magazynów w skali przemysłowej. Elementem nowości w stosunku do innych opracowań tego typu jest nie tylko kompleksowe podejście do zagadnienia, lecz także prezentacja zestawu metod obliczeniowych umożliwiających ich dynamiczne modelowanie w dużej skali, na zasadzie cyfrowego bliźniaka.

Monografia została przygotowana z myślą o szerokim gronie odbiorców. Jest to w istocie kompleksowy przewodnik po procesie modelowania i projektowania magazynów ciepła zarówno dla inżynierów z branży energetyki ciepłej, jak i badaczy zajmujących się modelowaniem magazynów ciepła. Opracowanie stanowi również źródło specjalistycznej i praktycznej wiedzy dla studentów i doktorantów kierunków technicznych, takich jak: energetyka, inżynieria środowiska, inżynieria materiałowa.

Język i strukturę monografii dobrano tak, aby była ona użyteczna i dla doświadczonych specjalistów, i dla Czytelników studiujących wymienione zagadnienia.

Powstanie tej publikacji stanowi odpowiedź na rosnące zainteresowanie technologiami magazynowania ciepła w skali przemysłowej. W związku z dynamicznym rozwojem odnawialnych źródeł energii kluczowe staje się magazynowanie jej nadwyżek. Technologia akumulacji ciepła odgrywa tu jedną z wiodących ról i umożliwia zwiększanie efektywności procesów przemysłowych. Mimo że dostępna literatura techniczna dotycząca magazynowania energii jest dość bogata, w większości publikacji uwagę skupia się na magazynowaniu energii elektrycznej – opracowania z zakresu magazynowania ciepła obejmują zazwyczaj jedynie wybrane zagadnienia, brakuje natomiast pozycji, w których prezentowano by całościowe podejście do modelowania, projektowania i badania magazynów ciepła. Niniejszą monografią postanowiono wypełnić tę lukę.

1. Wstęp

Energia elektryczna i ciepło odgrywają kluczową rolę w funkcjonowaniu współczesnej gospodarki światowej. Wzrost populacji, rozwój gospodarczy, urbanizacja oraz postęp technologiczny powodują, że zapotrzebowanie na energię w skali globalnej wykazuje długofalowy trend rosnący [1].

Z licznych raportów obejmujących różne zakresy lat wynika, że zapotrzebowanie na energię nieustannie wzrasta. Globalne zużycie energii pierwotnej w 2024 r. zwiększyło się o 2% w stosunku do poziomu z 2022 r., co stanowi wzrost o 0,6% powyżej średniej 10-letniej, a jednocześnie aż o ponad 5% powyżej poziomu z roku 2019. Udział odnawialnych źródeł energii w całkowitym wytworzonym wolumenie energii w 2024 r. osiągnął 14,6%, co oznacza wzrost o 0,4% w porównaniu do poprzedniego roku. Wraz z energią jądrową stanowiły one ponad 18% całkowitej wytworzonej energii pierwotnej. Dla odmiany udział paliw kopalnych spadł o 0,4% i osiągnął poziom 81,5% energii pierwotnej [1].

Dominujący udział paliw kopalnych w wytwarzaniu energii skutkuje wysokimi emisjami. W 2024 roku emisje gazów cieplarnianych z sektora energetycznego i procesów przemysłowych wzrosły o 2,1% względem 2022 r. i tym samym przekroczyły rekordowy poziom z roku 2022. Po raz pierwszy w historii emisje z sektora energetycznego przekroczyły poziom 40 Gt CO₂e.

W 2022 roku globalne zużycie energii elektrycznej osiągnęło poziom 26 730 TWh, co oznacza wzrost o 3% w porównaniu do roku poprzedniego. Największymi odbiorcami energii elektrycznej są Chiny (ok. 7600 TWh) oraz Stany Zjednoczone (ok. 4000 TWh), odpowiadające odpowiednio za 28% i 15% światowego zapotrzebowania na energię [2–4].

Zgodnie z danymi zamieszczonymi w publikacjach [5, 6] ciepło stanowiło prawie połowę całkowitego zużycia energii pierwotnej i wygenerowało 38% emisji CO₂ w sektorze energetycznym w 2022 r. Ciepło wytworzone ze źródeł odnawialnych stanowiło zaledwie 13% całkowitego wolumenu ciepła wytworzonego w 2022 r. Zgodnie z raportem IEA w latach 2017–2022 całkowite zużycie ciepła w skali roku wzrosło globalnie o 6%. Należy jednak zauważyć, że połowę tego wzrostu zapewniły źródła odnawialne. Oznacza to dynamiczny wzrost udziału źródeł odnawialnych w wytwarzaniu ciepła. IEA przewiduje, że w latach 2023–2028 wytwarzanie ciepła z odnawialnych źródeł energii będzie wzrastać globalnie o ponad 40%, co jest dwukrotnością wzrostu z poprzednich sześciu

lat. Zapewni to ok. 70% przewidywanego globalnego wzrostu całkowitego zapotrzebowania na ciepło, nie wyeliminuje to zatem zwiększenia zużycia paliw kopalnych na cele grzewcze, a w konsekwencji wzrostu związanych z tym emisji CO₂ o ok. 5% [5, 7, 8].

Zwiększenie wykorzystania energii elektrycznej do wytwarzania ciepła procesowego w przemyśle powoduje wzrost udziału ciepła odnawialnego w procesach przemysłowych, nie wystarcza jednak, aby ograniczyć zużycie paliw kopalnych. Zgodnie z przytaczanymi źródłami literaturowymi, przewiduje się, że w latach 2023–2028 zapotrzebowanie na ciepło przemysłowe wzrośnie globalnie o 16%. Udział odnawialnych źródeł energii w globalnym wolumenie ciepła przemysłowego zwiększy się z 12% w 2022 r. do 15% w roku 2028.

Rozwój OZE przyczynia się do dekarbonizacji sektora energetycznego, ale wywołuje również szereg wyzwań. Głównym czynnikiem ograniczającym możliwości szybkiego zwiększania udziału źródeł odnawialnych w miksie energetycznym jest ich zmienna charakterystyka pracy oraz niesterowność. Źródła OZE w przeciwieństwie do źródeł konwencjonalnych, takich jak węgiel czy gaz ziemny, charakteryzują się zmiennością pracy, np. turbiny wiatrowe wytwarzają energię jedynie w wietrzne dni, a instalacje fotowoltaiczne w okresach dostatecznego nasłonecznienia. W konsekwencji pojawiają się naprzemienne okresy znacznych nadwyżek energii oraz jej niedoborów. Zmienność podaży energii z jednej strony utrudnia lub uniemożliwia utrzymanie ciągłości dostaw energii, a z drugiej – skutkuje znacznymi stratami energii niewykorzystanej. Zagadnienie niedopasowania podaży energii odnawialnej względem zapotrzebowania zostało szeroko omówione w licznych pracach naukowych [9–11], zgodnie z nimi niedopasowanie popytu i podaży energii może być tylko częściowo ograniczane przez łączenie kilku źródeł OZE, np. fotowoltaiki oraz turbin wiatrowych. Tym niemniej skuteczne wyeliminowanie niepożądanych wahań w systemach OZE możliwe jest dzięki zastosowaniu magazynów energii lub konwersję energii do innych form [12–19].

Magazyn energii to urządzenie, którego rolą jest gromadzenie nadwyżek energii w celu jej wykorzystania w okresach niedoboru. Podstawowym parametrem charakteryzującym magazyn energii jest jego pojemność, czyli maksymalna ilość energii, którą może naraz zmagazynować. Dobór pojemności magazynu wynika zatem z maksymalnej dostępnej nadwyżki energii i/lub niedoboru energii po stronie odbioru, gdy magazyn jest rozładowywany. Innymi słowy pojemność magazynu powinna być wystarczająca, aby mógł on pobrać pojawiające się nadwyżki energii lub pokryć zapotrzebowanie na energię w przypadku jej niedomiaru. W optymalnym wariantcie spełnione są oba te kryteria.

Magazynowanie energii może dotyczyć jej różnych rodzajów, np. energii elektrycznej, mechanicznej, chemicznej czy ciepła. Klasyfikacja form magazynowania energii przedstawiono na rys. 1.1.



Rys. 1.1. Klasyfikacja form magazynowania energii

Magazynowanie energii elektrycznej może odbywać się z wykorzystaniem procesów elektrochemicznych w ogniwach i kondensatorach. Ogniwa elektrochemiczne to urządzenia magazynujące energię elektryczną przez odwracalny proces utleniania – redukcji zachodzący na anodzie i katodzie. W zależności od zastosowanych materiałów anody, katody i elektrolitu istnieją różne typy ogniw, np. litowo-jonowe (Li-ion), sodowo-siarkowe (NaS), niklowo-kadmowe (NiCd), kwasowo-ołowiowe (Pb-acid), ołowiowo-węglowe, a szczególnym wariantem są ogniwa przepływowe, w których elektrolit cyrkuluje między elektrodami a zewnętrznym zbiornikiem niezależnym od ogniwa. Kondensatory magazynują energię na drodze procesów elektrochemicznych oraz elektrycznych. Można je sklasyfikować jako kondensatory elektrostatyczne, elektrolityczne oraz elektrochemiczne. Szczególnym rodzajem kondensatorów są superkondensatory lub ultrakondensatory charakteryzujące się bardzo wysoką objętościową gęstością magazynowania energii. Obszerny przegląd technologii, dotychczasowego stanu wiedzy, a także wyzwań dotyczących elektrochemicznego i elektrycznego magazynowania energii został przedstawiony w licznych pracach naukowych [20–31]. Wśród różnych technologii ogniw elektrochemicznych obecnie największe znaczenie mają ogniwa litowo-jonowe (Li-ion). Ich istotną przewagą nad dostępnymi komercyjnie ogniwami jest wysoka gęstość magazynowania energii przy jednocześnie dużej mocy, dzięki czemu znajdują szerokie zastosowanie w różnych urządzeniach od elektroniki użytkowej, przez pojazdy elektryczne i zelektryfikowane, aż do stacjonarnych magazynów energii w różnej skali. Przewaga ogniw Li-ion w porównaniu do innych typów ogniw wynika z ich zasady działania oraz stosowanych materiałów. Lit – kluczowy materiał stosowany w ogniwach Li-ion – ma najniższy potencjał standardowy redukcji spośród wszystkich pierwiastków, co umożliwia osiąganie wysokiego potencjału dla pojedynczego ogniwa. Poza tym jest lekkim pierwiastkiem zapewniającym ogniwom Li-ion uzyskanie wysokiej masowej oraz obję-

tościowej gęstości magazynowania energii. Dzięki właściwościom litu jest możliwa ponadto szybka dyfuzja jonów przez elektrolit przekładająca się na wysoką moc elektryczną uzyskiwaną z ogniwa. Mimo szeregu zalet ogniwa Li-ion nie są jednak wolne od wad jak wysoka cena, ograniczona trwałość pod wpływem cykli ładowania/rozładowywania, niska odporność na wysokie temperatury, spadek sprawności w niskich temperaturach, stosowanie palnych materiałów w ich konstrukcji, a także wyzwania związane z pozyskiwaniem surowców do ich produkcji, w tym litu, oraz kwestie związane z utylizacją zużytych ogniw [32, 33]. Z tego względu poszukiwane są alternatywne typy ogniw np. sodowo-jonowe (Na-ion), w których wyeliminowano konieczność stosowania litu. Sód jest łatwo dostępny i ma znacznie niższą cenę niż lit, co obniża koszt produkcji ogniw. Do komercjalizacji i upowszechnienia tego rodzaju ogniw wymagane jest wykonanie wielu badań nad materiałami niezbędnymi do ich budowy [34].

Inną metodą magazynowania energii jest jej konwersja na energię mechaniczną. Charakteryzuje się ona licznymi zaletami, m.in. możliwością wykorzystania i konwersji różnych źródeł energii na energię mechaniczną [35], wysoką trwałością oraz długim okresem magazynowania [25]. Zmagazynowana energia może być wykorzystana bezpośrednio lub poddana konwersji na energię elektryczną. Systemy magazynowania energii mechanicznej można podzielić na trzy główne typy: koła zamachowe, magazyny ze sprężonym powietrzem, systemy magazynowania grawitacyjnego. Wśród systemów magazynowania grawitacyjnego wyróżnia się układy szczytowo-pompowe (przepływowe) i grawitacyjne z obciążeniem stałym.

Magazynowanie energii chemicznej wykorzystuje energię wiązań w cząsteczkach. Proces ten polega na wykorzystaniu odwracalnej reakcji chemicznej, która w zależności od kierunku jest procesem endo- lub egzotermicznym. W trakcie reakcji endotermicznej energia jest dostarczana do układu, podczas reakcji egzotermicznej następuje natomiast jej uwolnienie [27]. Chemiczne magazynowanie energii polega na wytworzeniu syntetycznego paliwa – może ono być naprzemiennie zużywane i odtwarzane. Magazynowanie energii chemicznej ma istotną przewagę nad innymi formami, ponieważ nadaje się do magazynowania długoterminowego i wielkoskalowego [36–38].

W obszarze magazynowania energii chemicznej największe znaczenie mają następujące nośniki energii: wodór [39–44], syntetyczny gaz ziemny (SNG) [45–47], a w ostatnim czasie coraz częściej amoniak [48–50]. Ponadto prowadzone są także badania nad termochemicznym oraz sorpcyjnym magazynowaniem energii – ich zasada działania jest analogiczna do chemicznych nośników energii [51–55].

W tabeli 1.1 przedstawiono najważniejsze cechy wybranych technologii magazynowania energii. Uwzględniono magazynowanie w sprężonym powietrzu (CAES), magazyny szczytowo-pompowe (PHES), magazynowanie w ogniwach elektrochemicznych (BES) oraz magazynowanie w formie wodoru (H_2).

Wśród różnych metod magazynowania energii szczególną rolę odgrywa magazynowanie ciepła [56–63] – jedna z najczęściej stosowanych form magazynowania energii [64, 65]. Biorąc pod uwagę, że zgodnie z raportem Międzynarodowej Agencji Energii [5] ciepło stanowi połowę całkowitego zużycia energii pierwotnej, technologia ta ma bardzo wysoki potencjał aplikacyjny. Ponadto magazynowanie ciepła może być również

Tabela 1.1. Porównanie najważniejszych cech wybranych technologii magazynowania energii

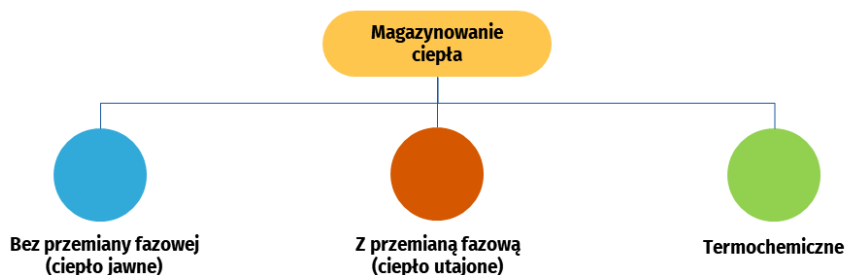
Technologia	Zalety	Wady	Potencjał	Wyzwania
CAES	• duża pojemność, • niski koszt na kWh, • prosty układ sterowania	• wymaga dużych zbiorników na sprężone powietrze	• zastosowanie jako rozproszone systemy magazynowania • układy hybrydowe z odzyskiem ciepła	• ograniczenie strat powodowanych przez nieszczelności
PHES	• duża pojemność, • niski koszt kWh, • prosty układ sterowania	• zależny od warunków geologicznych, • nie nadaje się do zastosowania na małą skalę	• zastosowanie do stabilizacji sieci, • współpraca z farmami wiatrowymi offshore	• może być niekonkurencyjna względem magazynów rozproszonych
BES	• konfigurowalność i skalowalność	• koszty inwestycyjne, • trwałość ogniw, • aspekty środowiskowe produkcji i utylizacji, • wrażliwe na temperaturę otoczenia	• uniwersalne zastosowanie, • duże zapotrzebowanie w różnych branżach	• ograniczone zasoby surowców do ich produkcji, • szybki rozwój różnych technologii ogniw, • konieczne zaawansowane układy sterowania
H ₂	• odpowiedni do magazynowania energii w dużej skali, • nośnik energii i surowiec, • przyjazny dla środowiska	• umiarkowana sprawność, • duże nakłady inwestycyjne, • skomplikowane sterowanie układem	• uniwersalne zastosowanie, • możliwość odzysku ciepła odpadowego, • różne typy magazynów wodoru	• częściowo konkurują z technologią magazynowania energii w ogniwach, • konieczne zaawansowane układy sterowania

elementem technologii P2H (Power to Heat) polegającej na konwersji nadwyżek energii elektrycznej (np. z OZE) na ciepło [66, 67]. Zmagazynowane ciepło jest następnie w zależności od zapotrzebowania wykorzystywane bezpośrednio lub poddawane konwersji na energię elektryczną [68].

Metody magazynowania ciepła (rys. 1.2) dzieli się zazwyczaj na trzy grupy [69, 70]:

- magazynowanie przez zmianę temperatury materiału (ciepło jawne),
- magazynowanie wykorzystujące przemianę fazową materiału (ciepło utajone),
- magazynowanie sorpcyjne i termochemiczne [71–76].

Ostatnia z wymienionych metod jest niekiedy zaliczana także do chemicznych metod magazynowania energii.



Rys. 1.2. Metody magazynowania ciepła

W przypadku magazynowania energii w formie ciepła jawnego materiał magazynujący ulega podgrzaniu, ale w zakresie temperatury roboczej nie zachodzi przemiana fazowa. Ilość zmagazynowanej energii wynika wyłącznie z ciepła właściwego materiału oraz różnicy temperatur. Przy założeniu, że ciepło właściwe jest stałe w zakresie temperatury roboczej, ilość zmagazynowanego ciepła jest wprost proporcjonalna do temperatury materiału. Jest to jednak główną wadą tej metody magazynowania, ponieważ aby magazynować dużą ilość energii, konieczna jest duża różnica temperatur.

Najczęściej używanymi materiałami stosowanymi w tej metodzie magazynowania są: woda, żwir, kamienie, piasek, beton, ceramika, oleje termiczne, sole stopione [77–80]. W tabeli 1.2 wymieniono przykłady materiałów do magazynowania ciepła w formie jawnej oraz ich najważniejsze właściwości.

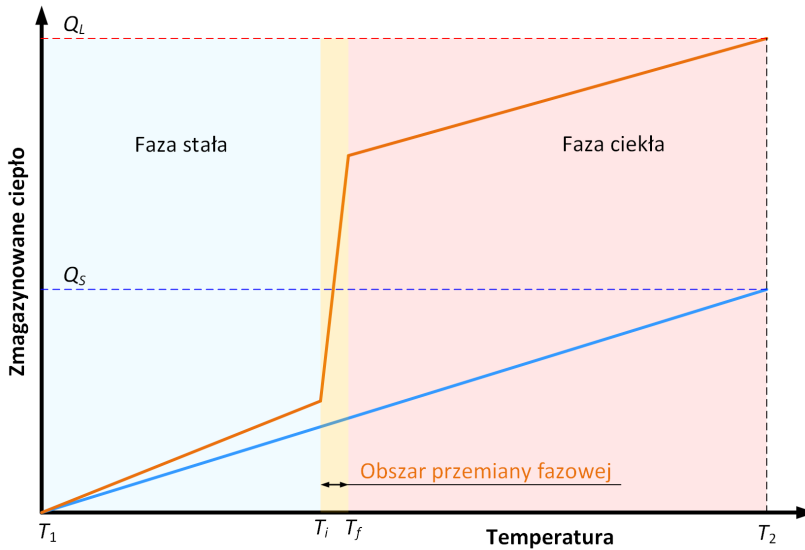
Sole stopione są często stosowane jako czynnik roboczy oraz materiał magazynujący ciepło w wysokotemperaturowych systemach solarnych, np. elektrowniach z koncentratorami parabolicznymi (*concentrated solar plants*; CSP) [81–84]. Technologia CSP polega na wytwarzaniu energii elektrycznej z energii słonecznej. Zasada działania w tym przypadku to pochłanianie promieniowania słonecznego w tzw. koncentratorach solarnych i przekształcanie go w wysokotemperaturowe ciepło zasilające klasyczny układ z turbiną parową. Zastosowanie technologii CSP jest wprawdzie ograniczone warunkami klimatycznymi, ale ma ona ogromny potencjał do wdrożenia na dużą skalę w regionach o gorącym klimacie i intensywnym nasłonecznieniu. Jej istotną zaletą jest możliwość integracji z istniejącymi konwencjonalnymi systemami energetycznymi oraz magazynami ciepła oraz stosunkowo prosta budowa i sterowanie [85].

Sole stopione charakteryzują się bardzo wysoką stabilnością termiczną (sięgającą 600°C), dużą pojemnością cieplną, a także umiarkowaną lepkością i niską lotnością [86, 87]. Ich głównym ograniczeniem jest to, że większość z nich ma relatywnie wysoką temperaturę krzepnięcia – powyżej 100°C [77].

Koleją metodą magazynowania ciepła jest wykorzystanie procesu przemiany fazowej znacząco zwiększające pojemność cieplną materiału magazynującego [88–91].

Tabela 1.2. Przykłady materiałów do magazynowania ciepła w formie jawnej oraz ich najważniejsze właściwości

Materiał	Zakres temperatury roboczej, °C	Ciepło właściwe, J/(kg·K)	Gęstość, kg/m ³
Beton	–	880	2240
Marmur	–	800	2600
Skały	–	879	2560
Stal	–	502	7800
Cegły	–	840	1600
Piasek	–	800	1555
Woda	0–100	4190	1000
Olej termiczny	0–345	1560	1008
Sole stopione	150–600	1500–1700	1900–2200



Rys. 1.3. Porównanie magazynowania ciepła z przemianą fazową (krzywa pomarańczowa) i bez przemiany fazowej (krzywa niebieska)

Na rysunku 1.3 przedstawiono zależność ilości zmagazynowanego ciepła w materiale ulegającym przemianie fazowej (krzywa pomarańczowa) oraz w materiale, który nie ulega przemianie fazowej (krzywa niebieska), w temperaturze $T_1 - T_2$. W przypadku materiału bez przemiany fazowej ilość zmagazynowanego ciepła rośnie proporcjonalnie do temperatury i osiąga finalnie wartość Q_S . W przypadku materiału zmiennofazowego w temperaturze $T_1 - T_i$ (faza stała) oraz $T_f - T_2$ (faza ciekła) ilość zmagazynowanego ciepła również wzrasta proporcjonalnie do temperatury. W obszarze przemiany fazowej ($T_i - T_f$) następuje jednak gwałtowny wzrost ilości zmagazynowanego ciepła wynikający z dużej wartości ciepła przemiany fazowej.

W rezultacie ilość ciepła zmagazynowanego w materiale nieulegającym przemianie fazowej wyraża równanie:

$$Q_S = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (1.1)$$

gdzie: Q_S – ilość zmagazynowanego ciepła, m – masa materiału magazynującego, C_p – ciepło właściwe materiału magazynującego.

A w przypadku materiału zmiennofazowego ilość zmagazynowanego ciepła równanie:

$$Q_L = m \cdot (C_{p,S} \cdot (T_i - T_1) + \Delta H_M + C_{p,L} \cdot (T_2 - T_f)) \quad (1.2)$$

gdzie: Q_L – ilość zmagazynowanego ciepła, $C_{p,S}$ – ciepło właściwe materiału w fazie stałej, $C_{p,L}$ – ciepło właściwe materiału w fazie ciekłej, ΔH_M – ciepło przemiany fazowej.

W tabeli 1.3 przedstawiono porównanie pojemności cieplnej dla 1 kg wody oraz 1 kg materiału zmiennofazowego w postaci parafiny RT-64HC w temperaturze 50–75°C.

Tabela 1.3. Porównanie pojemności cieplnej dla 1 kg wody oraz 1 kg materiału zmiennofazowego w temperaturze 50–75°C

Parametr	Jednostka	Woda	Parafina RT-64HC
m	kg	1,0	1,0
$C_{p,S}$	kJ/(kg·K)	–	2,0
$C_{p,L}$	kJ/(kg·K)	4,184	2,0
ΔH_M	kJ/kg	–	250,0
T_i	°C	–	57,0
T_f	°C	–	72,0
T_1	°C	50,0	50,0
T_2	°C	75,0	75,0
Q	kJ	104,6	270,0

Z przedstawionego porównania uwidaczniają się dwie istotne zalety magazynowania ciepła w materiałach zmiennofazowych – znacznie większa pojemność cieplna względem materiałów, które nie ulegają przemianom fazowej, oraz duża pojemność cieplna w wąskim zakresie temperatury. Na przykład w temperaturze 50–75°C ilość ciepła magazynowanego w parafinie typu RT–64HC jest 2,6 razy większa niż w przypadku wody (por. tab. 1.3). Poza wymienionymi cechami materiały zmiennofazowe mogą być dobierane do wymaganego zakresu temperatur roboczych, podczas gdy zastosowanie wody ograniczone jest do temperatury 0–100°C.

Materiały zmiennofazowe to obszerna grupa substancji, które można podzielić ze względu na różne kryteria, m.in. rodzaj przejścia fazowego, typ związków chemicznych wchodzących w skład czy zakres temperatury. Klasyfikację materiałów PCM ze względu na rodzaj przemiany fazowej przedstawiono na rys. 1.4.



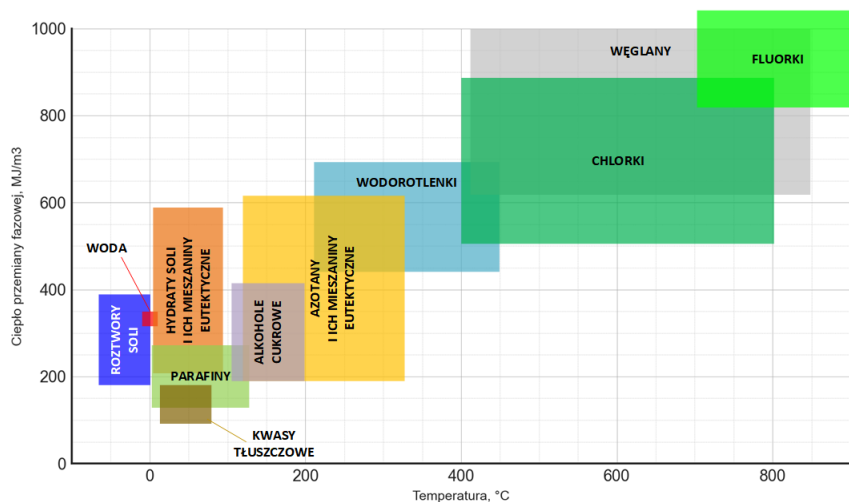
Rys. 1.4. Klasyfikacja materiałów zmiennofazowych ze względu na rodzaj przemiany fazowej

Najczęściej wykorzystywanym typem przemiany fazowej jest przemiana ciało stałe–ciecz, pozostałe rodzaje przemian mają natomiast bardzo ograniczone zastosowanie [75, 92]. Materiały zmiennofazowe ulegające przemianie ciało stałe–ciecz można podzielić na organiczne, jak parafiny, alkohole czy kwasy tłuszczowe, oraz nieorganiczne, np. sole, wodorotlenki czy metale [93]. Zalety oraz wady poszczególnych grup materiałów zostały zamieszczone w tab. 1.4.

Tabela 1.4. Najważniejsze zalety i wady organicznych oraz nieorganicznych materiałów zmiennofazowych

Materialy PCM	Zalety	Wady
Organiczne	- dostępność w szerokim zakresie temperatur przemiany fazowej, - duże ciepło przemiany fazowej, - brak zjawiska przechłodzenia, - brak zjawiska segregacji faz, - ompatybilność z większością materiałów konstrukcyjnych - niekorozyjność	- bardzo niska przewodność cieplna, - duża rozszerzalność cieplna podczas przemiany fazowej, - szeroki zakres temperatur przemiany fazowej, - palność i toksyczność części materiałów, - ograniczona stabilność termiczna
Nieorganiczne	- dostępność w szerokim zakresie temperatur przemiany fazowej, - zastosowanie w wysokich temperaturach, - stabilność chemiczna i termiczna, - duża pojemność cieplna, - wysoka gęstość magazynowania ciepła, - względnie wysoka przewodność cieplna, - wąski zakres temperatury przemiany fazowej, - niska rozszerzalność cieplna podczas przemiany fazowej, - niska lotność, - niepalność, - dobra dostępność rynkowa	- występowanie zjawiska przechłodzenia w części materiałów, - korozyjność części materiałów

Obie grupy materiałów znajdują zastosowanie w magazynowaniu ciepła w zależności od warunków. Materiały organiczne, głównie parafiny, ze względu na temperaturę przemiany fazowej, a także ograniczoną stabilność termiczną, są stosowane do magazynowania ciepła niskotemperaturowego – zazwyczaj do 120°C [94]. Materiały nieorganiczne z kolei, np. sole lub mieszaniny soli, których temperatura przemiany fazowej przekracza 120°C, są stosowane do magazynowania ciepła średnio- i wysokotemperaturowego [95]. Podział materiałów zmiennofazowych ze względu na skład chemiczny oraz temperaturę i ciepło przemiany fazowej przedstawiono na rys. 1.5.



Rys. 1.5. Podział materiałów zmiennofazowych ze względu na skład chemiczny, temperaturę i ciepło przemiany fazowej

Właściwości wybranych materiałów zmiennofazowych zamieszczono w tab. 1.5 [96].

Tabela 1.5. Właściwości wybranych materiałów zmiennofazowych

Materiał	T_m , °C	ΔH_M , kJ/kg	C_p , kJ/kg·K	λ , W/m·K	ρ , kg/m ³
Lód	0	335	4,2	2,4 (c) 0,6 (s)	1000
RT25	26,6	232	1,80 (c) 1,41 (s)	0,18 (c) 0,19 (s)	749 (c) 785 (s)
<i>n</i> -Oktadekan	27,7	243,5	2,66 (c) 2,14 (s)	0,148 (c) 0,190 (s)	785 (c) 865 (s)
CaCl ₂ ·6H ₂ O	29,9	187	2,2 (c) 1,4 (s)	0,53 (c) 1,09 (s)	1530 (c) 1710 (s)
Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	32,4	180	2,0 (c) 2,0 (s)	0,15 (c) 0,3(s)	1460 (s)
Wosk naturalny	32	251	1,92 (s) 3,26 (c)	0,514 (s) 0,224 (c)	830
Kwas kaprynowy	32	152,7	–	0,153 (c)	878 (c) 1004 (s)
Glikol polietylenowy 900	34	150,5	2,26 (c) 2,26 (s)	0,188 (c) 0,188 (s)	1100 (c) 1200 (s)
Kwas laurynowy – palmitynowy (69 : 31)	35,2	166,3	2,41 (c) 1,77 (s)	–	–
Kwas laurynowy	41	211,6	2,27 (c) 1,76 (s)	1,6	1,76 (s) 0,862 (c)

cd. tab. 1.5

Kwas stearynowy	41	211,6	2,27 (c) 1,76 (s)	1,60 (s)	862 (c) 1007 (s)
Parafina medyczna	40	146	2,3 (c) 2,2 (s)	2,1 (c) 0,5 (s)	830 (s)
Wosk P116	46,7	209	2,89 (c) 2,89 (s)	0,277 (c) 0,140 (s)	786 (s)
Merck P56-58	48,8	250	2,37 (c) 1,84 (s)	–	–
Kwas mirystynowy	52,2	182,6	–	–	–
Parafina RT60	55,6	214,4–232	0,9	0,2	775 (c) 850 (s)
Kwas palmitynowy	57,8	185,4	–	0,162 (c)	850 (c) 989 (s)
$\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	89	162,8	–	0,490 (c) 0,611 (s)	1550 (c) 1636 (s)
Parafina RT100	99	168	2,4 (c) 1,8 (s)	0,2 (c) 0,2 (s)	770 (c) 940 (s)
$\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	116,7	168,6	2,61 (c) 2,25 (s)	0,570 (c) 0,704 (s)	1450 (c) 1570 (s)
Erytrytol	117,7	339,8	2,61 (c) 2,25 (s)	0,326 (c) 0,733 (s)	1300 (c) 1480 (s)
Na/K/NO_3 (0,5/0,5)	220	100,7	1,35	0,56	1920
ZnCl_2/KCl (0,319/0,681)	235	198	–	0,8	2480
NaNO_3	310	172	1,82	0,5	2260
KNO_3	330	266	1,22	0,5	2110
NaOH	318	165	2,08	0,92	2100
KOH	380	149,7	1,47	0,5	2044
ZnCl_2	280	75	0,74	0,5	2907
LiF-CaF_2 (80,5:19,5)	767	816	1,77 (c) 1,77 (c)	1,70 (c) 3,8 (s)	2390 (c) 2390 (s)

(s) – stan stały, (c) – stan ciekły.

Zróznicowanie temperatury przemiany fazowej materiałów w zakresie temperatur od ujemnych aż do 1000°C pozwala na szerokie zastosowanie technologii magazynowania ciepła wykorzystującej przemianę fazową. W zależności od parametrów źródła ciepła jest możliwy dobór materiału o optymalnej temperaturze przemiany fazowej lub opracowanie nowego materiału o poprawionych właściwościach dzięki sporządzeniu mieszaniny odpowiednich składników. W konsekwencji magazynowanie ciepła w przemianie fazowej ma bardzo duży potencjał aplikacyjny, m.in. do odzysku ciepła odpadowego w procesach przemysłowych.

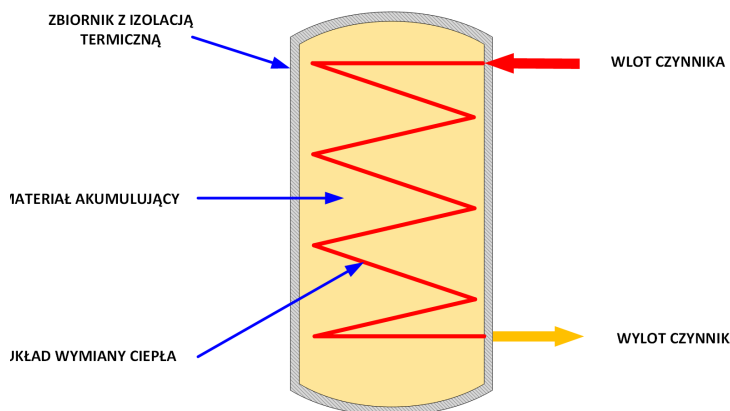
Ciepło odpadowe jest generowane w wielu procesach przemysłowych i obejmuje głównie straty ciepła przenoszone przez przewodzenie, konwekcję i promieniowanie z produktów przemysłowych, urządzeń i procesów, a także ciepło odprowadzane w procesach spalania [97]. Ciepło odpadowe można podzielić na wysokotemperaturowe (powyżej 400°C), średniotemperaturowe (100–400°C) i niskotemperaturowe (poniżej 100°C) [98]. Zgodnie z danymi dostępnymi w artykule [99] sektor przemysłowy w Wielkiej Brytanii odpowiada za 17% całkowitego zapotrzebowania na energię w gospodarce kraju i jednocześnie generuje ok. 32% emisji CO₂ związanych z ciepłem odpadowym. Świadczy to o tym, że potencjał odzysku ciepła odpadowego oraz ograniczania emisji jest bardzo duży, co się wiąże bezpośrednio z zapotrzebowaniem na technologie magazynowania ciepła w różnych zakresach temperatur, w szczególności ciepła średnio- oraz wysokotemperaturowego.

Na podstawie danych zawartych w dokumencie [100] w Unii Europejskiej potencjał odzysku ciepła odpadowego w temperaturze 100–200°C jest szacowany na 100 TWh/r. W przypadku wyższych temperatur 200–500°C ilość ciepła odpadowego jest mniejsza i wynosi ok. 78 TWh/r. Ciepło odpadowe o temperaturach powyżej 500°C występuje jedynie w niektórych sektorach przemysłu, np. w przemyśle stalowym, ale ilość dostępnego ciepła odpadowego jest stosunkowo duża i wynosi 124 TWh/r. Z kolei potencjał niskotemperaturowego ciepła odpadowego (poniżej 100°C) jest niewielki i kształtuje się na poziomie 1,25 TWh/r. Łączny potencjał odzysku ciepła odpadowego w UE wynosi 304 TWh/r, co stanowi 16,7% przemysłowego zużycia ciepła oraz 9,5% całkowitego zużycia energii w przemyśle.

Wynika z tego, że istnieje szczególnie duże zapotrzebowanie na technologie odzysku i magazynowania ciepła średnio- oraz wysokotemperaturowego, co wyklucza zastosowanie wodnych magazynów ciepła. Optymalną technologią magazynowania ciepła w tym zakresie temperatur są zatem materiały zmiennofazowe.

Zasadniczymi elementami magazynu ciepła są: zaizolowany termicznie zbiornik, materiał magazynujący ciepło, układ wymiany ciepła między czynnikiem roboczym a materiałem magazynującym (rys. 1.6). Proces ładowania magazynu ciepła polega na tym, że gorący czynnik roboczy przepływa przez układ wymiany ciepła i ogrzewa materiał akumulujący. W trakcie rozładowywania z kolei zimny czynnik roboczy odbiera ciepło od materiału akumulującego i ulega podgrzaniu.

Materiałem magazynującym ciepło może być materiał nieulegający przemianie fazowej (woda, olej termiczny) lub materiał zmiennofazowy. W przypadku ciekłych materiałów akumulujących wymiana ciepła jest intensyfikowana przez proces konwekcji, która nie występuje dla fazy stałej. Wymiana ciepła w fazie stałej odbywa się wyłącznie przez przewodzenie, zależy zatem od właściwości materiału magazynującego oraz różnicy temperatur między czynnikiem roboczym a materiałem. Większość materiałów magazynujących ciepło charakteryzuje się niskimi wartościami przewodności cieplnej (tab. 1.5), wyjątkiem są metale i ich stopy rzadko jednak stosowane. Z tej przyczyny konstrukcja układu wymiany ciepła w magazynach wypełnionych materiałem zmiennofazowym musi być tak dobrana, aby zapewniała jak największą powierzchnię wymiany ciepła,



Rys. 1.6. Schemat magazynu ciepła z wyróżnionymi głównymi elementami

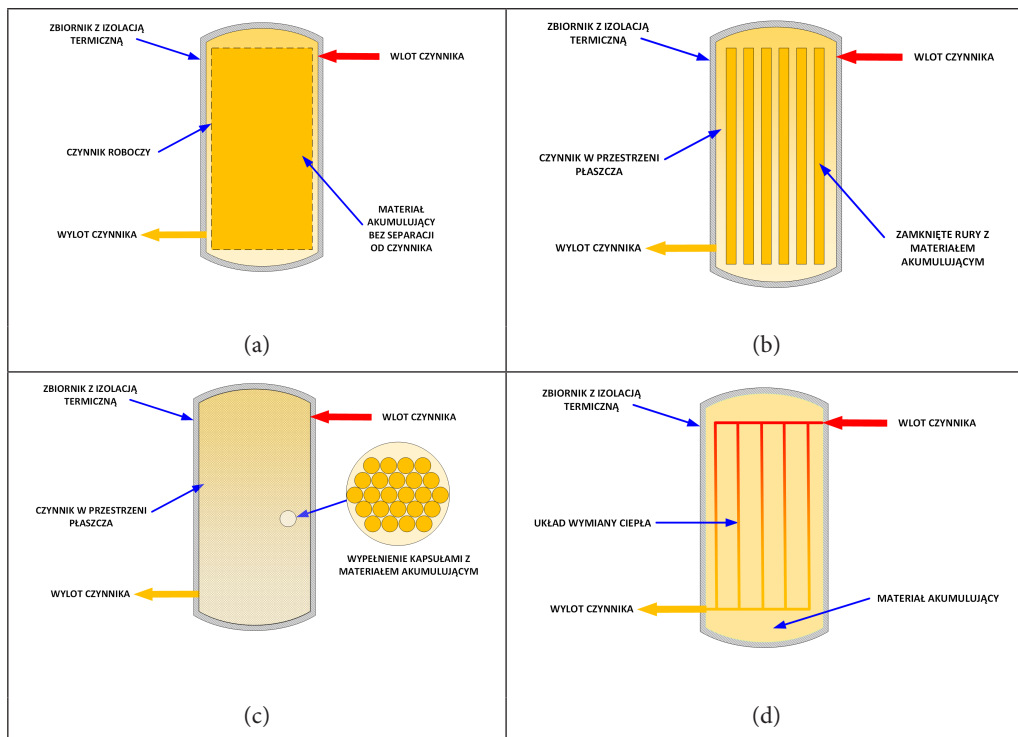
a także równomierne nagrzewanie materiałów w całej objętości zbiornika [101]. W konsekwencji magazyny zmiennofazowe wyraźnie różnią się pod względem konstrukcji od magazynów wodnych [102].

Wśród proponowanych konstrukcji magazynów zmiennofazowych [103–108] wyróżnić można cztery główne rodzaje (rys. 1.7):

- 1) konstrukcja typu zbiornik bez separacji materiału magazynującego i czynnika roboczego (a),
- 2) konstrukcja typu zbiornik z zamkniętymi rurami wypełnionymi materiałem magazynującym (b),
- 3) konstrukcja ze złożem enkapsulowanego materiału magazynującego (c),
- 4) konstrukcja typu wymiennik płaszczowo-rurowy z rurami zanurzonymi w materiale magazynującym (d).

Przedstawione warianty konstrukcji zmiennofazowych magazynów ciepła charakteryzują się różnymi cechami. Najprostszym wariantem jest układ (a), w którym materiał zmiennofazowy jest w bezpośrednim kontakcie z czynnikiem roboczym. Największą wadą tego rodzaju układu jest konieczność takiego doboru materiału PCM i czynnika, aby ich wzajemna rozpuszczalność była jak najniższa oraz aby nie zachodziły żadne reakcje chemiczne między nimi. W praktyce znacząco ogranicza to wybór materiałów magazynujących i czynników roboczych, np. nie jest możliwe zastosowanie systemów z solą jako materiałem magazynującym i wodą jako czynnikiem.

Konstrukcje typu (b) i (c) zapewniają separację materiału od czynnika roboczego, a w zależności od rozwiązania mogą także znacząco zwiększać powierzchnię wymiany ciepła. Ich zasadniczą wadą jest jednak bardziej skomplikowana i kosztowna produkcja, szczególnie dotyczy to enkapsulowanego materiału PCM [109]. Kolejna wada to duży spadek ciśnienia czynnika roboczego podczas przepływu przez złożę enkapsulowanego materiału i stosunkowo niski wskaźnik wypełnienia zbiornika materiałem PCM.



Rys. 1.7. Schematy głównych typów konstrukcji zmiennofazowych magazynów ciepła:

- bez separacji materiału magazynującego i czynnika roboczego,
- z zamkniętymi rurami wypełnionymi materiałem magazynującym,
- ze złożem enkapsulowanego materiału magazynującego,
- typu wymiennik płaszczowo–rurowy

Konstrukcja magazynu ciepła typu (d) jest analogiczna do dobrze znanych i szeroko stosowanych wymienników płaszczowo-rurowych – charakteryzuje się prostą budową i jest łatwa w produkcji. Ze względu na zastosowanie oddzielnego układu rur doprowadzających czynnik roboczy zapewnia separację czynnika od materiału magazynującego. Problem stanowi jednak ograniczona powierzchnia wymiany ciepła, co zmusza do wprowadzania modyfikacji.

Do najczęściej stosowanych elementów poprawiających wymianę ciepła w magazynach ciepła o konstrukcji typu (d) należą: rury ożebrowane [110, 111], rury wyposażone w elementy o zaawansowanym kształcie [112, 113], piany metaliczne [114–116] i wprowadzanie do materiału PCM dodatków poprawiających przewodność cieplną [117–119], inne nietypowe rozwiązania jak obrotowe elementy [120]. Zastosowanie rur ożebrowanych jest rozwiązaniem prostym i najmniej kosztownym w produkcji, znacząco jednak zwiększającym powierzchnię wymiany ciepła w magazynie [103, 113]. Ponad-

to zgodnie z wynikami badań [105, 121] wprowadzenie ożebrowania jest skuteczniejsze niż stosowanie dodatków do materiału PCM.

W badaniach eksperymentalnych przeprowadzonych przez Rathod i Banerjee [122] analizowano zwiększanie efektywności wymiany ciepła w magazynie zmiennofazowym przez zastosowanie żeber. Stwierdzono, że czas przemiany fazowej ciała stałe–ciecz oraz ciec–ciało stałe zmniejszył się o odpowiednio o 43,6% i 24,5%.

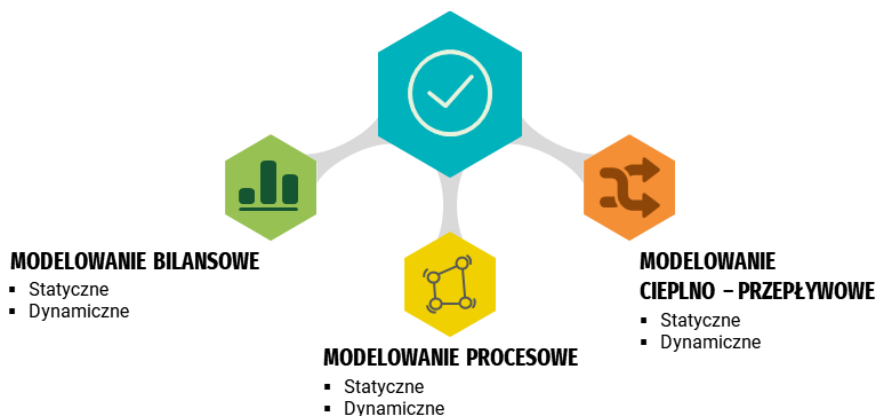
Typowymi konstrukcjami żeber są żebra podłużne, pierścieniowe, płytowe i szpilkowe [123]. W literaturze przedmiotu proponowane są różne warianty kształtów żeber, np. trójkątne [124, 125], drzewiaste [126], struktury kryształów śniegu [127] i struktury topologiczne [128] – żeby poprawić proces przemiany fazowej. Na podstawie wyników z opracowań [127, 128] można wnioskować, że zastosowanie wymienionych zaawansowanych struktur żeber może znacząco zwiększyć intensywność wymiany ciepła w porównaniu z prostymi żebrami, co skutkuje zmniejszeniem czasu przemiany fazowej 10–25%.

W pracach [129–135] przedstawiono badania numeryczne parametrów żeber pierścieniowych dotyczące efektywności ładowania zmiennofazowego magazynu ciepła. Wykazano, że czas przemiany fazowej zmniejsza się ze wzrostem liczby, długości i grubości żeber z powodu zwiększonej powierzchni wymiany ciepła. Stwierdzono również, że długość i liczba żeber mają istotny wpływ na proces przemiany fazowej, podczas gdy grubość żeber stanowi mniej istotny czynnik.

Optymalny dobór konstrukcji magazynu ciepła, w szczególności układu wymiany ciepła między czynnikiem roboczym a materiałem magazynującym, wymaga przeanalizowania różnych jej wariantów. Wykonanie tego wyłącznie na podstawie badań eksperymentalnych wymagałoby zbudowania i przetestowania dużej liczby modeli fizycznych stanowiących czasochłonne zadanie. Dlatego metody modelowania numerycznego są efektywnym narzędziem w procesie projektowania magazynów ciepła.

Modelowanie magazynów ciepła może być realizowane na różnych poziomach, co przedstawiono na rys. 1.8. Najbardziej podstawowym typem modelu magazynu ciepła jest model bilansowy, w którym uwzględnia się strumienie masy i strumienie ciepła wprowadzane oraz wyprowadzane z magazynu, a także ilość ciepła zmagazynowaną w materiale akumulującym. W tym modelu można przyjąć warunki stacjonarne (stan ustalony) lub warunki dynamiczne. W praktyce model dynamiczny jest sekwencją wielu stanów stacjonarnych wykonywanych w pętli z określonym krokiem czasowym. Model bilansowy umożliwia analizowanie jedynie takich wielkości, jak: strumień ciepła, strumień masy, temperatura czynnika, ilość zmagazynowanego ciepła.

Rozszerzeniem modelu bilansowego jest model procesowy uwzględniający zjawiska i procesy zachodzące w magazynie ciepła – w szczególności w czynniku roboczym i materiale magazynującym. W tym rodzaju modelu oprócz podstawowego bilansu uwzględnia się także wymianę ciepła między czynnikiem, elementami konstrukcji magazynu i materiałem akumulującym. Brane są także pod uwagę właściwości materiałów, w tym kluczowego w magazynie – PCM. Dzięki temu jest możliwe odwzorowanie najważniejszych parametrów procesowych magazynu (m.in. pojemności cieplnej, temperatury



Rys. 1.8. Klasyfikacja poziomów modelowania magazynów ciepła

materiału PCM, temperatury czynnika na wlocie i wylocie, współczynników wymiany ciepła; pozostałe zostały szczegółowo opisane w rozdz. 4).

Modelowanie procesowe może być realizowane w wariancie statycznym lub dynamicznym. W przypadku zastosowania modelu procesowego w wariancie dynamicznym jest możliwe odwzorowanie pracy magazynu ciepła oraz jego kluczowych parametrów w czasie, np. w warunkach zasilania zmiennym strumieniem ciepła. Warto podkreślić, że dynamiczny model procesowy magazynu ciepła poddany weryfikacji w warunkach rzeczywistych stanowi tzw. cyfrowego bliźniaka [136] magazynu ciepła.

Modelowanie cieplno-przepływowe stanowi odmienne podejście do symulacji magazynów ciepła i umożliwia trójwymiarowe odwzorowanie zjawisk zachodzących w magazynie ciepła. W tym przypadku jest odwzorowywana trójwymiarowa geometria modelowanego obiektu lub jego fragmentu, na niego nakłada się siatkę, a sam model dzieli na domeny. W poszczególnych domenach za pomocą odpowiednich równań są definiowane zjawiska i procesy uwzględniane w symulacji, np. przepływ płynu czy przekazywanie ciepła, a także przypisywane są właściwości materiałów. W ten sposób jest możliwe odwzorowanie takich wielkości, jak rozkład temperatury, ciśnienia i prędkości w całej przestrzeni modelowanego obiektu. Zastosowanie tego sposobu modelowania do symulacji magazynów ciepła umożliwia na przykład uzyskanie szczegółowego rozkładu temperatury w materiale magazynującym, w tym obserwowanie zmian temperatury w czasie, dynamiki procesu przemiany fazowej, wskazanie obszarów, w których wymiana ciepła jest utrudniona i obserwowanie wpływu elementów poprawiających wymianę ciepła (np. żeber) na intensywność wymiany ciepła. Wysoka szczegółowość i złożoność modelu cieplno-przepływowego stanowi jego dużą zaletę nieosiągalną w pozostałych opisanych metodach. Niemniej jednak jest to obciążone bardzo wysokimi wymaganiami dotyczącymi zasobów obliczeniowych, co w praktyce powoduje, że zastosowanie omawianej metody jest możliwe jedynie w przypadku małych modeli magazynów ciepła (np. w skali laboratoryjnej) lub niewielkich fragmentów większych magazynów.

Ze względu na charakterystyczne cechy każdej z wymienionych metod modelowania magazynów ciepła w procesie ich projektowania wykorzystuje się różne na różnych etapach i w odmiennym celu. Aby zachować spójność procesu modelowania magazynu, poszczególne modele muszą właściwie odwzorowywać zachodzące w nim zjawiska i procesy, a w konsekwencji zwracać zgodne wyniki. Dlatego jest konieczne opracowanie spójnej, kompleksowej i zweryfikowanej w różnej skali metody modelowania magazynu ciepła.

W niniejszej pracy przedstawiono opracowaną kompleksową metodę modelowania i projektowania zmiennofazowych magazynów ciepła uwzględniającą wszystkie trzy opisywane sposoby modelowania magazynu ciepła. Istotą takiego połączenia technik obliczeniowych było umożliwienie realizacji obliczeń i symulacji w różnej skali i na różnych poziomach szczegółowości. Na uwagę zasługuje metoda obliczeń procesowych zaimplementowana w wariancie statycznym i dynamicznym – tzw. cyfrowy bliźniak odwzorowujący pracę całego magazynu ciepła jako obiektu dynamicznego. Dzięki niemu jest możliwe prowadzenie symulacji dynamicznych z wykorzystaniem rzeczywistych charakterystyk parametrów i uwzględnieniem zmienności parametrów po stronie źródła oraz odbioru ciepła. Metody te zostały następnie zweryfikowane zarówno w skali laboratoryjnej, jak i pilotażowej.

2. Kompleksowe podejście do modelowania, projektowania i badania zmiennofazowych magazynów ciepła

Zastosowanie magazynu ciepła w określonym procesie wymaga optymalnego doboru jego parametrów procesowych i eksploatacyjnych (omówionych w rozdz. 1), ponieważ magazyny ciepła muszą być projektowane i dostosowywane do przewidywanych warunków pracy. Pociąga to za sobą konieczność kompleksowego i wielowariantowego podejścia do ich modelowania, optymalizacji i projektowania. Aby to osiągnąć, niezbędna jest metoda umożliwiająca wyznaczenie optymalnych parametrów magazynu ciepła na podstawie przyjętych założeń i wytycznych.

Zagadnienie projektowania, modelowania i badania magazynów ciepła mimo że pojawia się w literaturze naukowo-technicznej w dostępnych opracowaniach, uwaga ich autorów skoncentrowana jest jednak na wybranych aspektach albo publikacje mają charakter przeglądowy. Opracowania przeglądowe są zwykle obszerne tematycznie, ale magazyny zmiennofazowe stanowią tylko jedną z wielu omawianych technologii magazynowania ciepła.

W pracach dotyczących obszaru projektowania zmiennofazowych magazynów ciepła najczęściej temat zostaje z kolei zawężony na przykład do optymalizacji konkretnego elementu magazynu, m.in. kształtu żeber [137], wielkości i układu kapsuł z PCM [138] lub niestandardowych elementów intensyfikujących wymianę ciepła [139].

Inne opracowania (np. [140]) odnoszą się natomiast do ogólnych kryteriów i ograniczeń przy projektowaniu magazynów ciepła lub (jak np. [141, 142]) zawierają prezentację wyników badań magazynów ciepła z pominięciem etapu ich projektowania czy modelowania. Autorzy prac na temat modelowania magazynów PCM skupiają się natomiast na procedurach obliczeniowych, modelach numerycznych i ich walidacji na podstawie wyników eksperymentalnych w skali laboratoryjnej [143–145]. Niektórzy z nich łączą modelowanie i optymalizację określonego parametru pracy magazynu ciepła, np. współczynnika przenikania ciepła [146]. Brakuje jednak w literaturze przedmiotu takiej pozycji, w której byłyby połączone wszystkie wymienione podejścia, by opracować kompletną procedurę umożliwiającą całościową realizację procesu projektowania, optymalizacji i testowania zmiennofazowego magazynu ciepła.

Dlatego opracowano kompleksową metodę badania i projektowania magazynów ciepła wykorzystującą szereg modeli do realizacji obliczeń oraz symulowania procesów towarzyszących pracy magazynu ciepła – zaprezentowaną w niniejszej publikacji.

Proces kompleksowego projektowania magazynu ciepła wykorzystującego materiał zmiennofazowy jest złożonym procesem obejmującym szereg etapów (rys. 2.1).

Pierwszym etapem jest określenie wytycznych i założeń projektowych wynikających z przewidywanego zastosowania. Na tym etapie kluczowe są m.in. następujące kryteria:

- parametry źródła ciepła,
- parametry odbiornika ciepła,
- wymagana pojemność cieplna,
- wymagana moc ładowania i rozładowania,
- dopuszczalne gabaryty/masa magazynu ciepła

Najistotniejsze parametry źródła i odbiornika ciepła to temperatura, ciśnienie, strumień oraz rodzaj czynnika transportującego ciepło. W przypadku parametrów źródła ciepła najistotniejsze są: strumień ciepła i jego charakterystyka w czasie, rodzaj, temperatura i strumień objętości czynnika transportującego ciepło. Analogiczne wielkości muszą zostać przeanalizowane po stronie odbiornika ciepła, który ma być zasilany przez magazyn ciepła. Na tej podstawie jest szacowana wymagana pojemność cieplna przy założonym strumieniu ciepła po stronie ładowania i odbioru. Dodatkowo na etapie założeń pojawia się też ograniczenie dotyczące gabarytów i/lub masy magazynu ciepła.



Rys. 2.1. Schemat blokowy procesu kompleksowego projektowania zmiennofazowego akumulatora ciepła

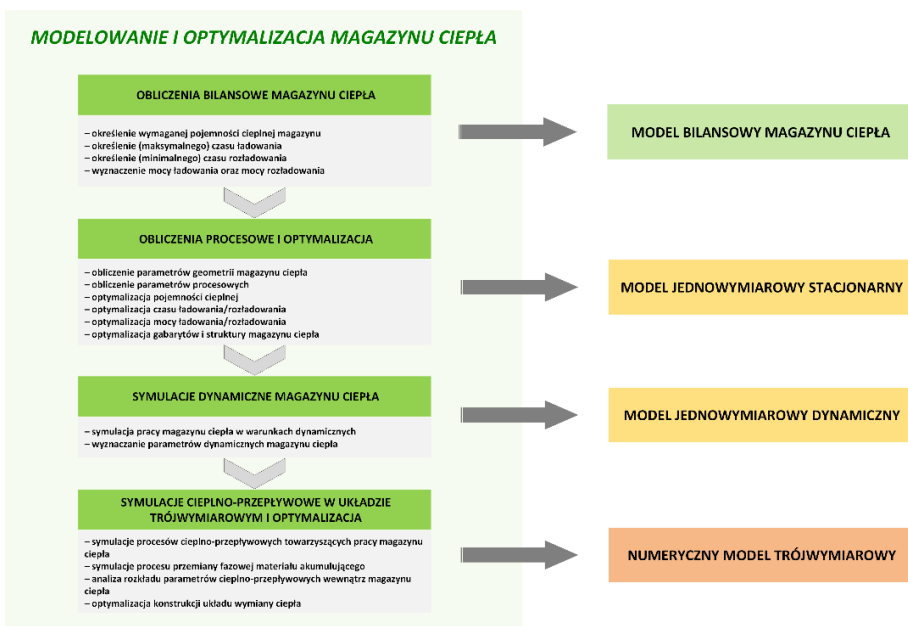
Etap ten jest ważny w projektowaniu każdego typu akumulatora ciepła, w przypadku jednak akumulatora zmiennofazowego ma on szczególne znaczenie, determinuje bowiem kryteria doboru optymalnego materiału akumulującego, co szczegółowo omówiono w rozdz. 3.

Do najważniejszych kryteriów stosowanych przy doborze materiału akumulującego ciepło należą:

- właściwości termofizyczne (temperatura przemiany fazowej, entalpia przemiany fazowej),
- gęstość magazynowania energii,
- właściwości chemiczne, korozyjność, stabilność,
- inne cechy, np. dostępność, cena.

Po dokonaniu wyboru optymalnego materiału akumulującego ciepło jest realizowana kluczowa faza procesu projektowania magazynu ciepła obejmująca kompleksowe obliczenia, wielopoziomowe modelowanie i optymalizację parametrów magazynu. Składa się z etapów przedstawionych na schemacie blokowym na rys. 2.2.

Dla każdego z nich opracowano i zaimplementowano odpowiednie metody obliczeniowe oraz modele matematyczne i numeryczne, dzięki którym jest możliwa kompleksowa realizacja poszczególnych kroków.



Rys. 2.2. Poszczególne etapy modelowania i optymalizacji magazynu ciepła

Faza modelowania i optymalizacji magazynu ciepła rozpoczyna się od obliczeń bilansowych – ich rezultatem jest m.in. określenie wymaganej pojemności cieplnej magazynu, czasu, a także mocy ładowania i rozładowania. Do tego celu opracowano metodę i model wykonywania obliczeń bilansowych opisanych w podrozdz. 4.1.

Dalszy etap obejmuje realizację obliczeń procesowych i optymalizację parametrów procesowych magazynu ciepła z wykorzystaniem metody obliczeniowej bazującej na autorskim jednowymiarowym modelu stacjonarnym. Model i jego implementację w języku programowania Python szczegółowo przedstawiono w podrozdz. 4.2. Zastosowanie opracowanej metody umożliwia przeprowadzenie wielowariantowej analizy wpływu poszczególnych parametrów magazynu ciepła, m.in. gabarytów, parametrów geometrii, parametrów czynnika ładującego i rozładowującego na parametry procesowe magazynu ciepła. Na tej podstawie przeprowadza się optymalizację i dokonuje wyboru najbardziej korzystnego rozwiązania.

Etap obliczeń procesowych uzupełniają symulacje dynamiczne pracy magazynu ciepła. Dzięki nim można odwzorować parametry procesowe magazynu ciepła w warunkach dynamicznych z uwzględnieniem zmienności na przykład parametrów czynnika ładującego lub rozładowującego. W tym celu opracowano i zaimplementowano metodę symulacji dynamicznych wykorzystującą jednowymiarowy model dynamiczny, opisane w rozdz. 4.2.

Kolejnym etapem z zakresu modelowania i optymalizacji magazynu ciepła są symulacje cieplno-przepływowe realizowane w układzie trójwymiarowym. Etap ten służy do analizy procesów cieplno-przepływowych towarzyszących pracy magazynu ciepła oraz wyznaczania przestrzennego rozkładu najważniejszych parametrów jak temperatura materiału akumulującego, izopowierzchnia przemiany fazowej, jednostkowy strumień ciepła, współczynnik wymiany ciepła. Na tej podstawie możliwe jest określenie wpływu poszczególnych czynników na wymianę ciepła między czynnikiem roboczym a materiałem akumulującym. Celem analiz i symulacji tego typu jest m.in. optymalizacja konstrukcji układu wymiany ciepła, np. rozmiaru żeber, wymiarów i kształtu rur ładujących oraz rozładowujących. Wprawdzie metoda optymalizacji struktury magazynu ciepła oparta na modelu jednowymiarowym umożliwia optymalizację, ale uwzględnia się w niej tylko parametry procesowe. W przeciwieństwie do modelu jednowymiarowego zastosowanie modelu trójwymiarowego stwarza większe możliwości w zakresie optymalizacji samej konstrukcji, ale ma też ograniczenia dotyczące wielkości modelu. Poza tym przy użyciu tej metody nie da się przeprowadzić symulacji całego magazynu ciepła. Dlatego do realizacji poszczególnych etapów obliczeń, symulacji i optymalizacji opracowano innowacyjne, autorskie metody i modele. Ich integracja w ramach jednej, kompleksowej metody umożliwia przeprowadzenie kompleksowych, wielopoziomowych obliczeń, wielowariantowej analizy i optymalizacji parametrów procesowych, a finalnie – zaprojektowanie magazynu ciepła o optymalnej konstrukcji i parametrach.

Kolejne wymienione na rys. 2.1 etapy zostały szczegółowo opisane w poszczególnych rozdziałach monografii i obejmują weryfikację laboratoryjną (rozdz. 5) oraz przykład zastosowania opracowanej metody w warunkach rzeczywistych (rozdz. 6).

3. Dobór materiału magazynującego ciepło

Wprowadzenie

Kluczowym komponentem każdego magazynu ciepła jest materiał magazynujący, zwany także materiałem akumulującym ciepło. Jego właściwości, czyli np. gęstość, ciepło właściwe czy ciepło przemiany fazowej, decydują o tym, ile ciepła zostanie zmagazynowane w jednostce masy lub objętości. Ponadto właściwości materiału mają zasadniczy wpływ na wymianę ciepła w magazynie. Dobór odpowiedniego materiału akumulującego do zastosowania w magazynie ciepła jest zatem najważniejszym etapem jego projektowania.

W niniejszym rozdziale przedstawiono metodykę doboru optymalnego materiału akumulującego do zastosowania w magazynie ciepła. Uwzględniono najważniejsze kryteria, którymi należy się kierować przy wyborze takiego materiału oraz określono ich znaczenie. W proponowanej procedurze doboru materiału wykorzystano technikę DSC–TGA do pomiarów właściwości termofizycznych. Dzięki temu jest możliwe zarówno weryfikowanie właściwości istniejących materiałów akumulujących ciepło, jak i opracowywanie nowych, które będą się charakteryzować ulepszonymi właściwościami.

Oprócz opisu procedury doboru materiału w rozdziale podano także przykład jej zastosowania przy selekcji materiału akumulującego w instalacji z magazynem ciepła, którą opisano w rozdz. 6.

3.1 Kryteria doboru materiału magazynującego ciepło

Najważniejszymi kryteriami wyboru materiału magazynującego uwzględnianymi w projektowaniu magazynu ciepła są:

- pojemność cieplna w zakresie temperatury roboczej,
- temperatura lub zakres temperatury przemiany fazowej,
- gęstość magazynowania ciepła,
- przewodność cieplna,
- stabilność termiczna i chemiczna,

- kompatybilność i korozyjność względem materiałów konstrukcyjnych magazynu,
- zjawisko przechłodzenia materiału,
- rozszerzalność cieplna,
- koszt w przeliczeniu na jednostkę masy lub jednostkę zmagazynowanego ciepła
- dostępność rynkowa,
- bezpieczeństwo użytkowania, czyli palność i toksyczność.

Pojemność cieplna w zakresie temperatury roboczej to ilość ciepła wymagana do podniesienia temperatury materiału od temperatury T_1 do temperatury T_2 (T_1 – temperatura początkowa, T_2 temperatura końcowa). W przypadku materiałów, które w tym zakresie temperatury nie ulegają przemianie fazowej ani innym procesom endo- lub egzotermicznym, pojemność cieplna wynika wyłącznie z ciepła właściwego materiału. Na tej zasadzie funkcjonują na przykład wodne magazyny ciepła. Inaczej jest w przypadku magazynów zmiennofazowych – pojemność cieplna jest tu sumą ciepła właściwego i ciepła przemiany fazowej, której materiał ulega w trakcie ładowania i rozładowania. O przydatności materiału zmiennofazowego do zastosowania w magazynach ciepła decyduje pojemność cieplna – pojemność powinna być jak największa.

Zakres temperatury przemiany fazowej musi być dostosowany do parametrów czynnika ładującego i rozładowującego. Oznacza to, że temperatura przemiany fazowej materiału musi być niższa od temperatury czynnika ładującego oraz wyższa od temperatury czynnika rozładowującego. Szczegółowy opis procesu wymiany ciepła między materiałem akumulującym a czynnikiem ładującym i rozładowującym znajduje się w kolejnych rozdziałach.

Gęstość magazynowania ciepła jest wielkością określającą ilość zmagazynowanego ciepła w przeliczeniu na jednostkę objętości (np. MJ/m³) – to wolumetryczna (objętościowa) gęstość magazynowania ciepła lub jednostkę masy (np. MJ/kg) – masowa gęstość magazynowania ciepła. Objętościowa gęstość magazynowania ciepła w bezpośredni sposób decyduje o gabarytach magazynu energii o zadanej pojemności cieplnej, a masowa gęstość magazynowania ciepła – o masie magazynu. Jest korzystnie, aby oba wymienione parametry były jak najwyższe.

Przewodność cieplna materiału zmiennofazowego stanowi parametr istotny dla wymiany ciepła w magazynie. Należy podkreślić, że większość materiałów akumulujących charakteryzuje się niską przewodnością cieplną w porównaniu do materiałów konstrukcyjnych magazynu, takich jak stal, aluminium czy miedź. Na przykład przewodność cieplna parafin to 0,2–0,4 W/m·K, a soli nieorganicznych 0,5–0,7 W/m·K [147]. Znacznie wyższą przewodnością charakteryzują się metale i ich stopy, są one jednak stosunkowo rzadko stosowane do magazynowania ciepła [148].

Przewodność cieplna materiału zmiennofazowego w magazynie ciepła bezpośrednio wpływa na strumień ciepła przekazywany od czynnika roboczego, przez ściankę układu wymiany ciepła, do materiału magazynującego. Ten strumień ciepła określa się także jako moc ładowania magazynu. Z kolei strumień ciepła w przypadku przekazywania ciepła od materiału akumulującego do czynnika roboczego jest nazywany mocą rozładowywania. Ze względu na wymianę ciepła korzystne są materiały akumulujące charak-

teryzujące się jak najwyższą przewodnością cieplną zapewniającą duży strumień ciepła w trakcie ładowania i rozładowywania.

Ponadto przewodność cieplna ma także wpływ na rozkład temperatury materiału magazynującego. W przypadku materiałów o wysokim przewodnictwie ich temperatura w magazynie ciepła jest jednorodna, gradient temperatury natomiast – niewielki. Inaczej jest w przypadku materiałów akumulujących o niskiej przewodności cieplnej, np. parafin i soli – tu jest obserwowany wyraźny gradient temperatury. W magazynie ciepła duży gradient temperatury to zjawisko niepożądane.

Bardzo istotną cechą materiału magazynującego ciepło jest jego stabilność w warunkach działania różnych czynników, m.in. temperatury i reakcji chemicznych. Cecha ta decyduje o szybkości degradacji materiału w trakcie eksploatacji. Stabilność termiczna materiału w danym zakresie temperatury oznacza, że w materiale nie zachodzą przemiany fizykochemiczne prowadzące do zmiany jego właściwości. Chodzi tutaj przede wszystkim o takie procesy jak parowanie lub sublimacja oraz reakcje rozkładu termicznego czy utleniania – redukcji. Stabilność chemiczna oznacza brak reakcji chemicznych prowadzących do zmiany właściwości materiału pod wpływem innych czynników niż temperatura lub w sposób samorzutny. Czynnikiem tym może być kontakt z warunkami atmosferycznymi, obecność powietrza i/lub wilgoci czy też kontakt z materiałami konstrukcyjnymi magazynu ciepła.

Ostatni z wymienionych czynników wiąże się z kompatybilnością materiału akumulującego oraz materiałów konstrukcyjnych. Oznacza to, że zarówno kontakt materiału magazynującego z materiałami konstrukcyjnymi nie powoduje zmiany jego właściwości, jak i materiał magazynujący nie powoduje degradacji materiałów konstrukcyjnych. Najczęstszym procesem powodującym degradację materiałów konstrukcyjnych jest korozja, którą niektóre materiały akumulujące, np. sole nieorganiczne i ich hydraty, mogą znacząco intensyfikować.

Właściwie dobrany materiał magazynujący ciepło powinien wykazywać stabilność termiczną i chemiczną w całym zakresie temperatury roboczej, a także być kompatybilny z materiałami konstrukcyjnymi magazynu ciepła.

Właściwością niektórych materiałów magazynujących ciepło jest występowanie zjawiska przechłodzenia. Polega ono na tym, że materiał zmiennofazowy pozostaje w stanie ciekłym w temperaturze niższej od jego temperatury krzepnięcia. Pod względem zastosowania materiałów zmiennofazowych do magazynowania ciepła występowanie stanu przechłodzonego jest niepożądane, ponieważ utrudnia rozładowywanie magazynu ciepła. Proces ten został szeroko opisany w publikacji [149].

Rozszerzalność cieplna materiałów zmiennofazowych jest ważnym kryterium wyboru materiału akumulującego ciepło. Rozszerzalność cieplna determinuje zmianę objętości materiału podczas cykli ładowania i rozładowania. Materiały stosowane do magazynowania ciepła (jak sole czy parafiny) charakteryzują się zróżnicowanymi wartościami współczynnika rozszerzalności cieplnej. Wśród najczęściej stosowanych materiałów zmiennofazowych sole nieorganiczne charakteryzują się jednym z najniższych współczynników rozszerzalności cieplnej. Na przykład azotan(V) potasu (KNO_3) cha-

rakteryzuje się współczynnikiem rozszerzalności cieplnej $30\text{--}40 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ zależnie od stopnia czystości, a przyrost objętości w trakcie procesu topnienia wynosi $4\text{--}6\%$ [150, 151]. W przypadku parafin zależnie od jej rodzaju przyrost ten mieści się $8\text{--}15\%$ [152, 153]. Przy projektowaniu konstrukcji magazynu ciepła przyrost objętości materiału akumulującego musi zostać uwzględniony, stąd pożądana jest jego jak najmniejsza wartość.

Oprócz wymienionych cech materiału magazynującego ciepło są istotne również takie aspekty jak jego cena, dostępność rynkowa, a także bezpieczeństwo eksploatacji, przechowywania oraz utylizacji.

Na podstawie przedstawionych kryteriów doboru materiału magazynującego ciepło sformułowano wskaźniki umożliwiające parametryzację oceny danego materiału zamieszczone w tab. 3.1.

Tabela 3.1. Wskaźniki oceny materiału do magazynowania ciepła

Wskaźnik	Symbol	Jednostka
Temperatura przemiany fazowej ciało stałe–ciecz	t_{M1}	°C
Temperatura przemiany fazowej ciecz–ciało stałe	t_{M2}	°C
Ciepło przemiany fazowej	ΔH_M	kJ/kg
Pojemność cieplna w zakresie temperatury roboczej	Q_C	kJ/kg
Objętościowa gęstość magazynowania ciepła	Q_V	MJ/m ³
Górna różnica temperatur	ΔT_U	K
Dolna różnica temperatur	ΔT_L	K
Współczynnik przewodzenia ciepła	λ	W/m·K
Temperatura początku rozkładu termicznego	T_D	°C
Ubytek masy materiału przy ogrzewaniu do maksymalnej temperatury pracy	Δm_T	%
Wskaźnik przyrostu objętości w przemianie fazowej	ΔV_M	%
Wskaźnik jednostkowego kosztu magazynowania ciepła	K_Q	–

W szczegółowej analizie procesu przemiany fazowej opublikowanej pracy w [154] wykazano, że przejście fazowe ciało stałe–ciecz zachodzi w wyższej temperaturze (t_{M1}) niż przemiana ciecz–ciało stałe (t_{M2}). Dlatego w zestawie parametrów oceny materiału uwzględniono obie temperatury.

Ciepło przemiany fazowej (ΔH_M) stanowi ilość ciepła potrzebnego do zmiany stanu skupienia materiału (np. z fazy stałej do ciekłej) w przeliczeniu na jednostkę masy. W trakcie topnienia materiał pochłania ciepło, które jest następnie magazynowane. Gdy temperatura obniża się i materiał krzepnie, zmagazynowane ciepło jest uwalniane.

Pojemność cieplna (Q_C) w zakresie temperatury roboczej (t_1, t_2) w przypadku materiałów zmiennofazowych jest kombinacją ciepła właściwego materiału i ciepła przemiany fazowej opisaną równaniem:

$$Q_C = C_{p,S} \cdot (t_{M1} - t_1) + \Delta H_M + C_{p,L} \cdot (t_2 - t_{M1}) \quad (3.1)$$

gdzie: $C_{p,S}$ – ciepło właściwe materiału w fazie stałej, $C_{p,L}$ – ciepło właściwe materiału w fazie ciekłej.

Aby wyznaczyć pojemność cieplną materiału akumulującego w określonym zakresie temperatury roboczej, konieczna jest znajomość parametrów termofizycznych materiału uwzględnionych w równaniu (3.1). Jeżeli nie są one dostępne w literaturze przedmiotu lub istnieje potrzeba ich weryfikacji, do pomiaru tych parametrów wykorzystuje się metodę skaningowej kalorymetrii różnicowej (Differential Scanning Calorimetry; DSC).

Objętościowa gęstość magazynowania ciepła to ilość ciepła, jaką można zmagazynować, w przeliczeniu na jednostkę objętości materiału:

$$Q_v = \frac{\rho \cdot Q_C}{1000} \quad (3.2)$$

gdzie ρ – gęstość materiału.

Górna oraz dolna różnica temperatur są parametrami związanymi z określonymi warunkami pracy magazynu ciepła, a dokładnie z temperaturą czynnika ładującego i rozładowującego. Górna różnica temperatur to różnica między temperaturą czynnika ładującego (t_{H1}) a temperaturą przemiany fazowej ciało stałe–ciecz (t_{M1}) zgodnie z równaniem:

$$\Delta T_U = t_{H1} - t_{M1} \quad (3.3)$$

Analogicznie – dolna różnica temperatur wyrażona równaniem (3.4) stanowi różnicę między temperaturą przejścia ciecz–ciało stałe (t_{M2}) a temperaturą czynnika rozładowującego (t_{H2}):

$$\Delta T_L = t_{M2} - t_{H2} \quad (3.4)$$

Pod względem eksploatacyjnym parametry ΔT_U i ΔT_L mają bezpośredni wpływ na strumień ciepła wymieniany między czynnikiem roboczym a materiałem akumulującym ciepło.

Temperatura początku rozkładu termicznego materiału stanowi temperaturę, w której zaczynają zachodzić procesy termochemiczne prowadzące do zmiany właściwości materiału. Procesy te można zaobserwować w postaci ubytku masy materiału w trakcie ogrzewania lub wskutek efektu cieplnego towarzyszącego stopniowemu ogrzewaniu. Do badania wymienionych procesów oraz wyznaczenia temperatury początku rozkładu materiału nadaje się metoda skaningowej kalorymetrii różnicowej połączonej z termogravimetrią (DSC–TGA). Dzięki tej metodzie jest możliwy w rozpatrywanym przypadku pomiar ubytku masy materiału i towarzyszących efektów cieplnych świadczących o rozkładzie materiału.

Metoda DSC–TGA jest również przydatna do wyznaczania kolejnego wskaźnika oceny materiału magazynującego ciepło, czyli ubytku masy materiału przy ogrzewaniu do maksymalnej temperatury pracy.

3.2. Metodyka wyznaczania właściwości termofizycznych

Wskaźniki oceny materiału przeznaczonego do zastosowania w magazynie ciepła, opisane w podrozdz. 3.1, wymagają znajomości jego właściwości termofizycznych, m.in. ciepła właściwego, temperatury przemiany fazowej i ciepła przemiany fazowej. W celu ich wyznaczenia stosuje się metodę skaningowej kalorymetrii różnicowej (DSC) najczęściej w połączeniu z analizą termogravimetryczną (DSC–TGA).

Metoda DSC–TGA to szeroko stosowana technika analizy termicznej [155–161], szczególnie przydatna do badania materiałów zmiennofazowych (PCM). Polega ona na pomiarze strumienia ciepła kierowanego do lub z próbki, która jest poddawana ogrzewaniu lub chłodzeniu ze stałym przyrostem lub spadkiem temperatury, np. 10 K/min. Po porównaniu strumienia ciepła kierowanego do lub z próbki z referencyjnym strumieniem ciepła otrzymuje się krzywą kalorymetryczną. Na krzywej kalorymetrycznej widoczne są procesy endotermiczne oraz egzotermiczne odpowiadające zjawiskom fizycznym lub przemianom chemicznym zachodzącym w próbce materiału.

Pomiar DSC polega w praktyce na użyciu dwóch tygli – jednego zawierającego próbkę materiału i drugiego (referencyjnego), który pozostaje pusty. Oba tygle są umieszczane w komorze analizatora ogrzewanej zgodnie z zadaniem programem temperaturowym. Do obu tygli kieruje się taki strumień ciepła, aby zachować wymagane tempo przyrostu temperatury obu tygli. Różnica między strumieniami ciepła w przypadku próbki i referencji jest rejestrowana, a następnie wizualizowana w funkcji temperatury lub czasu.

3.2.1 Aparatura i warunki pomiarów DSC–TGA

Pomiary właściwości termofizycznych próbki materiału metodą DSC–TGA wykonuje się przy użyciu specjalistycznej aparatury w postaci zaawansowanego analizatora termogravimetrycznego. Do badań prezentowanych w niniejszej pracy wykorzystano analizator firmy NETZSCH – model 449 F3 Jupiter (rys. 3.1) wyposażony w piec platynowy, który może pracować od temperatury pokojowej do 1500°C. Zakres regulacji szybkości nagrzewania próbki to 0,001–50 K/min. Wbudowana waga umożliwia dynamiczny pomiar masy próbki z dokładnością do 1 µg.

Zastosowanie tego analizatora umożliwia wykonywanie m.in. następujących badań i pomiarów:

- pomiar zmiany masy próbki w funkcji czasu,
- określenie termochemii reakcji chemicznej,

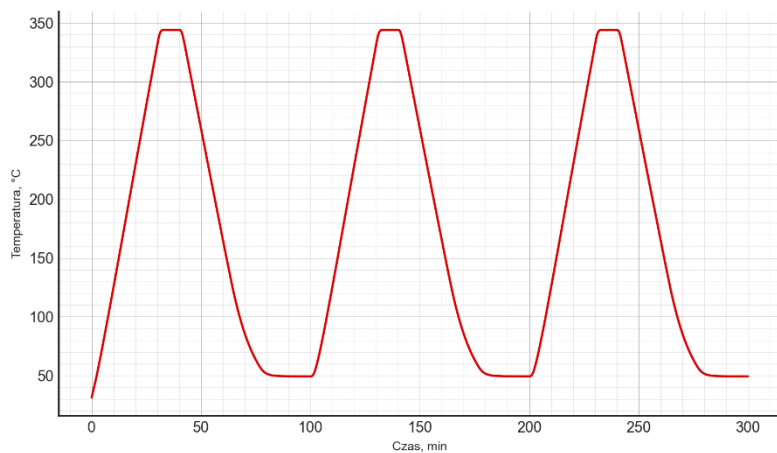


Rys. 3.1. Analizator termogravimetryczny NETZSCH STA 449 F3 Jupiter

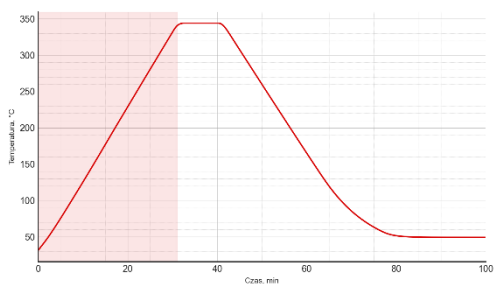
- pomiar ciepła przemiany fazowej i temperatury lub zakresu temperatury przemiany fazowej,
- pomiar ciepła właściwego w funkcji temperatury,
- badanie stabilności termicznej substancji w trakcie cyklicznego ogrzewania i chłodzenia próbki,
- badanie termicznego rozpadu próbki.

Kluczowymi warunkami pomiaru techniką DSC–TGA jest program temperaturowy, a także rodzaj gazu wypełniającego komorę analizatora. Wybór określonego typu gazu wynika z celu pomiaru oraz na przykład z przewidywanego zastosowania badanego materiału. Najczęściej stosuje się trzy typy gazu: inertny, utleniający, redukujący. Funkcję gazów inertnych pełnią zazwyczaj azot (N_2) lub argon (Ar) – ich cechą jest brak reaktywności chemicznej względem badanego materiału. Gazy utleniające jak powietrze syntetyczne lub tlen (O_2) są stosowane wtedy, kiedy próbka materiału ma być poddawana procesowi utleniania w trakcie pomiaru. Gazy redukujące z kolei, np. wodór (H_2), są wykorzystywane w sytuacjach, w których materiał ma w trakcie pomiaru ulegać redukcji. Ze względu na to, że materiały zmiennofazowe nie mają ulegać reakcjom chemicznym w trakcie pracy magazynu ciepła, w badaniach stosuje się gazy inertne: najczęściej azot o wysokiej czystości (5.0).

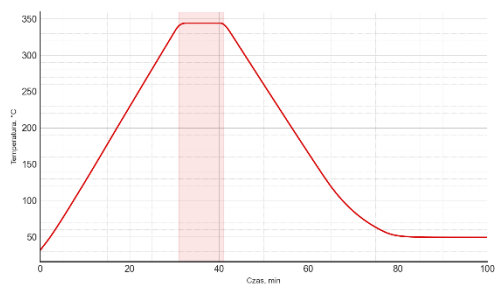
Dzięki programowi temperaturowemu określa się sposób ogrzewania i chłodzenia próbki, a także wyznacza charakterystykę czasową zadanej temperatury próbki. Taki przykładowy program zamieszczono na rys. 3.2.



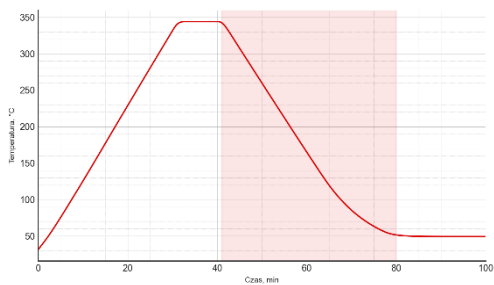
Rys. 3.2. Przykładowy program temperaturowy pomiaru DSC-TGA



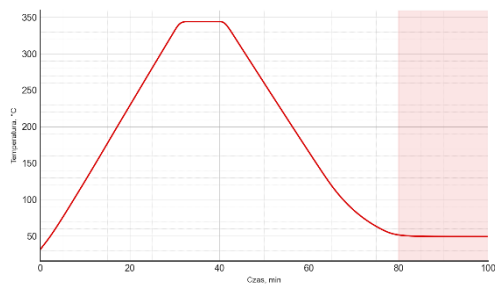
(a)



(b)



(c)



(d)

Rys. 3.3. Pojedynczy cykl programu temperaturowego z zaznaczonymi segmentami:

- a) segmentem dynamicznym ogrzewania, b) izotermicznym,
c) segmentem dynamicznym chłodzenia, d) izotermicznym terminującym

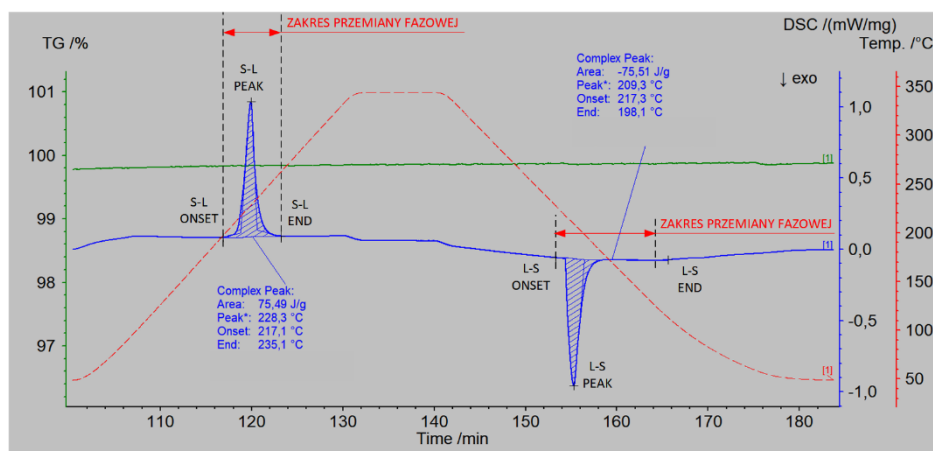
Składa się on z trzech cykli ogrzewania i chłodzenia próbki. Wykonywanie kilku cykli jest uwarunkowane powtarzalnością wyników. W przypadku badań cykliczności ładowania i rozładowania liczba cykli jest zwiększana do kilkudziesięciu lub nawet kilkuset cykli – znacząco to jednak wydłuża całkowity czas pomiaru. Badanie cykliczności realizuje się w celu stwierdzenia ewentualnej degradacji materiału pod wpływem wielokrotnego ładowania i rozładowywania, ale do wyznaczenia samych właściwości termofizycznych wystarczają dwa, trzy cykle.

Pojedynczy cykl składa się z czterech segmentów: segmentu dynamicznego ogrzewania (rys. 3.3a), segmentu izotermicznego (rys. 3.3b), segmentu dynamicznego chłodzenia (rys. 3.3c) i segmentu izotermicznego terminującego (rys. 3.3d).

3.2.2. Analiza wyników

Wynikiem pomiaru DSC–TGA są dwie krzywe: kalorymetryczna (DSC) oraz termograwimetryczna (TG). Na rysunku 3.4 przedstawiono przykładowe krzywe DSC oraz TG z zaznaczonymi charakterystycznymi wielkościami.

Na krzywej DSC (rys. 3.4; krzywa niebieska) zaznaczono charakterystyczne wielkości odpowiadające wyznaczanym parametrom termofizycznym. Oznaczenie i opis parametrów zamieszczono w tab. 3.2.

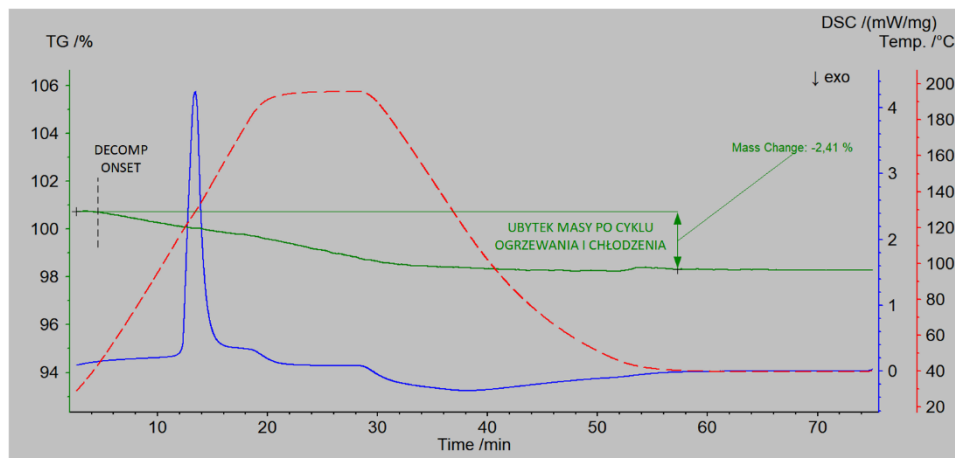


Rys. 3.4. Przykładowy wynik pomiaru DSC–TGA: krzywa kalorymetryczna (niebieska), krzywa termograwimetryczna (zielona), krzywa temperatury (czerwona)

Tabela 3.2. Objasnienia parametrów termofizycznych wyznaczanych na podstawie pomiaru DSC-TGA

Oznaczenie	Symbol	Objasnienie
S-L <i>peak</i>	t_{M1}	Temperatura przemiany fazowej ciało stałe-ciecz
S-L <i>onset</i>	t_{O1}	Temperatura początku przemiany fazowej ciało stałe-ciecz
S-L <i>onset</i>	t_{E1}	Temperatura końca przemiany fazowej ciało stałe-ciecz
L-S <i>peak</i>	t_{M2}	Temperatura przemiany fazowej ciecz-ciało stałe
L-S <i>onset</i>	t_{O2}	Temperatura początku przemiany fazowej ciecz-ciało stałe
L-S <i>onset</i>	t_{E2}	Temperatura końca przemiany fazowej ciecz-ciało stałe
AREA	ΔH_M	Ciepło przemiany fazowej
DECOMP <i>onset</i>	t_D	Temperatura początku rozkładu termicznego
Mass change	Δm_T	Ubytek masy materiału przy ogrzewaniu do maksymalnej temperatury pracy

Na podstawie krzywej TG (rys. 3.4; krzywa zielona) określa się ubytek masy materiału przy ogrzewaniu do maksymalnej temperatury pracy i temperaturę początku rozkładu termicznego. W przypadku materiału, dla którego wyniki pomiarów przedstawiono na rys. 3.4, krzywa TG ma charakterystykę poziomej linii. Świadczy to o braku ubytku masy, a tym samym o braku rozkładu termicznego. Przykładowy wynik badania materiału ulegającego rozkładowi termicznemu zamieszczono na rys. 3.5.



Rys. 3.5. Przykładowy wynik pomiaru DSC-TGA w przypadku materiału ulegającego rozkładowi termicznemu: krzywa kalorymetryczna (niebieska), krzywa termogravimetryczna (zielona) i krzywa temperatury (czerwona)

W przypadku materiału, który ulega dekompozycji termicznej, widoczny jest ubytek jego masy w trakcie cyklu ogrzewania i chłodzenia. Ubytek masy materiału przy ogrzewaniu do maksymalnej temperatury pracy (Δm_T) jest różnicą masy próbki przed cyklem ogrzewania–chłodzenia i po cyklu. Temperatura początku rozkładu termicznego (t_D) jest określana z kolei jako punkt na krzywej TG, w której rozpoczyna się ubytek masy próbki materiału (tzw. onset).

Wyznaczone w zaprezentowany sposób parametry i wskaźniki są jednoznacznymi kryteriami wykorzystywanymi w doborze materiału magazynującego ciepło przeznaczonego do danego zastosowania. Ponadto mogą także służyć do określenia zmiany właściwości i stopnia degradacji materiału po długotrwałej eksploatacji w magazynie ciepła.

W kolejnym podrozdziale pokazano praktyczny przykład użycia opisanej metody doboru i badania materiałów akumulujących ciepło.

3.3. Przykład zastosowania metody

3.3.1. Określenie kryteriów doboru materiału magazynującego

Przykładem zastosowania metody opisanej w podrozdz. 3.2 jest dobór materiału zmiennofazowego, który wypełnia magazyn ciepła stanowiący zasadniczą część instalacji opisanej w rozdz. 6. Na rysunku 3.6 przedstawiono schemat rozpatrywanego magazynu ciepła.



Rys. 3.6. Schemat magazynu ciepła z parametrami czynników roboczych

Na podstawie parametrów źródła ciepła oraz odbiornika ciepła można określić temperaturę czynnika ładującego (t_{H1}) i czynnika rozładowującego (t_{H2}) stanowiących kryterium doboru temperatury przemiany fazowej materiału akumulującego. W tym celu wykorzystuje się dwa wskaźniki – górną (ΔT_U) oraz dolną różnicę temperatur (ΔT_L). Jeśli zastosuje się równania (3.3), a także (3.4) i podstawí odpowiednie wartości temperatury czynnika ładującego i rozładowującego, zależność w przypadku górnej różnicy temperatur przyjmie postać:

$$\Delta T_U = \frac{180^\circ\text{C} + 160^\circ\text{C}}{2} - t_{M1} = 170^\circ\text{C} - t_{M1} \quad (3.5)$$

a dolnej różnicy temperatur:

$$\Delta T_L = t_{M2} - \frac{88^\circ\text{C} + 98^\circ\text{C}}{2} = t_{M2} - 93^\circ\text{C} \quad (3.6)$$

Należy zwrócić uwagę, że za temperaturę czynnika ładującego (t_{H1}) przyjęto wartość średniej temperatury na wlocie i wylocie. Analogiczne podejście zastosowano w przypadku czynnika rozładowującego (t_{H2}).

Przy doborze materiału zmiennofazowego trzeba przyjąć, że zarówno górna, jak i dolna różnica temperatur powinna wynosić co najmniej 20 K. Dlatego temperatura przemiany fazowej materiału powinna mieścić się 113–150°C.

Dobór maksymalnej temperatury roboczej jest dokonywany na podstawie najwyższej temperatury, którą może osiągnąć materiał akumulujący w sytuacji awaryjnej. Najczęściej przyjmuje się najwyższą możliwą do osiągnięcia temperaturę czynnika roboczego. W analizowanym magazynie ciepła ta temperatura wynosi 180°C, należy jednak przewidzieć 50–100°C marginesu bezpieczeństwa. To oznacza, że jeżeli przyjmie się 100°C marginesu, temperatura początku rozkładu termicznego (T_D) nie może być niższa niż 280°C.

3.3.2. Selekcja materiałów i badania DSC–TGA

W tabeli 3.3 zamieszczono zestawienie przykładowych materiałów analizowanych pod kątem zastosowania w magazynie ciepła i z uwzględnieniem przyjętych kryteriów.

Wśród branych pod uwagę materiałów (tab. 3.3) pierwsze trzy pozycje stanowią dobrze znane mieszaniny soli azotanowych i azotynowych [87, 162]. Materiały te w warunkach przemysłowych są czynnikami transportującymi ciepło wysokotemperaturowe, np. w elektrowniach typu CSP [84, 163]. Wszystkie trzy mieszaniny soli charakteryzują się wysoką stabilnością termiczną umożliwiającą ich zastosowanie w temperaturze do 500°C, co spełnia przyjęte kryterium stabilności termicznej materiału ($t_D > 280^\circ\text{C}$). Kryterium temperatury przemiany fazowej, która powinna mieścić się w zakresie 113–150°C, spełniają jednak tylko dwie z nich. Mieszanina soli Solar Salt ($\text{NaNO}_3 - \text{KNO}_3$; 60% – 40%) charakteryzuje się bowiem temperaturą przemiany fazowej na poziomie

Tabela 3.3. Zestawienie wybranych materiałów analizowanych pod kątem zastosowania w magazynie ciepła na podstawie przyjętych kryteriów

Materiał	$t_M, ^\circ\text{C}$	$t_D, ^\circ\text{C}$	Żądany zakres $t_M, ^\circ\text{C}$	Żądany zakres $t_D, ^\circ\text{C}$
Mieszanina soli Hitec $\text{NaNO}_3 - \text{NaNO}_2 - \text{KNO}_3$ 7% – 40% – 53%	142	> 500	113–150	> 280°C
Mieszanina soli Hitec XL $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2 - \text{KNO}_3 - \text{NaNO}_3$ 48% – 45% – 7%	120	> 500		
Solar Salt $\text{NaNO}_3 - \text{KNO}_3$ 60% – 40%	220	> 500		
* $\text{NaNO}_2 - \text{NaNO}_3$ 80% – 20%	175	> 500		
* $\text{NaNO}_2 - \text{NaNO}_3$ 60% – 40%	195	> 500		
* $\text{NaNO}_2 - \text{KNO}_3$ 39% – 61%	149	> 500		
$\text{LiNO}_3 - \text{NaNO}_3 - \text{KNO}_3$ 20% – 28% – 52%	130	> 500		
58Bi–42Sn (Indalloy 281)	138	> 500		
Erytrytol	129	< 100		
Ksyloza	148	< 100		
Polietylen HDPE	110–135	~230		

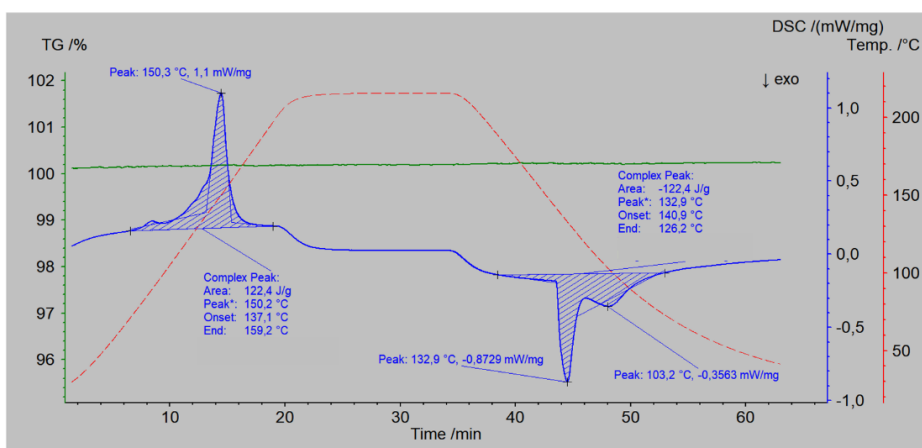
*mieszaniny soli o proporcjach składników, które różnią się od materiałów stosowanych komercyjnie, otrzymane w ramach badań przedstawionych w tej pracy

220°C, co powoduje, że materiał ten nie jest odpowiedni w przypadku omawianego zastosowania.

W ramach doboru materiału magazynującego ciepło oraz poprawy jego właściwości opracowano i zbadano własne mieszaniny soli azotanowych i azotynowych o proporcjach składników różniących się od materiałów stosowanych komercyjnie. Wybrane przykłady opracowanych mieszanin soli zostały zamieszczone w tab. 3.3 – są to m.in. mieszaniny $\text{NaNO}_2 - \text{NaNO}_3$ o różnych proporcjach, a także $\text{NaNO}_2 - \text{KNO}_3$. O ile materiały złożone z $\text{NaNO}_2 - \text{NaNO}_3$ charakteryzują się zbyt wysokimi temperaturami przemiany fazowej, o tyle mieszaniny $\text{NaNO}_2 - \text{KNO}_3$ cechują się właściwościami odpowiadającymi przyjętym kryteriom. Alternatywnym materiałem spełniającym kryteria temperatury przemiany fazowej oraz stabilności termicznej jest mieszanina $\text{NaNO}_3 - \text{KNO}_3 - \text{LiNO}_3$ [164].

Oprócz mieszanin soli nieorganicznych w analizie uwzględniono także inne materiały jak stopy metali, sacharydy i ich pochodne, np. erytrytol, ksylozę, a także polietylen HDPE. Wśród nich jedynie niektóre stopy metali, m.in. 58Bi–42Sn, [165] spełniają przyjęte kryteria. W grupie związków organicznych duża część charakteryzuje się odpowiednią wartością temperatury przemiany fazowej, ale ich stabilność termiczna jest niezadowalająca [166–168].

Po wstępnej selekcji materiałów przeprowadzono pomiary DSC–TGA w celu wyznaczenia ich właściwości termofizycznych i ewentualnej weryfikacji danych literaturowych. Jednym z materiałów uwzględnionym w badaniach była mieszanina soli Hitec złożona z NaNO_3 – NaNO_2 – KNO_3 . Wynik pomiaru przedstawiono na rys. 3.7.

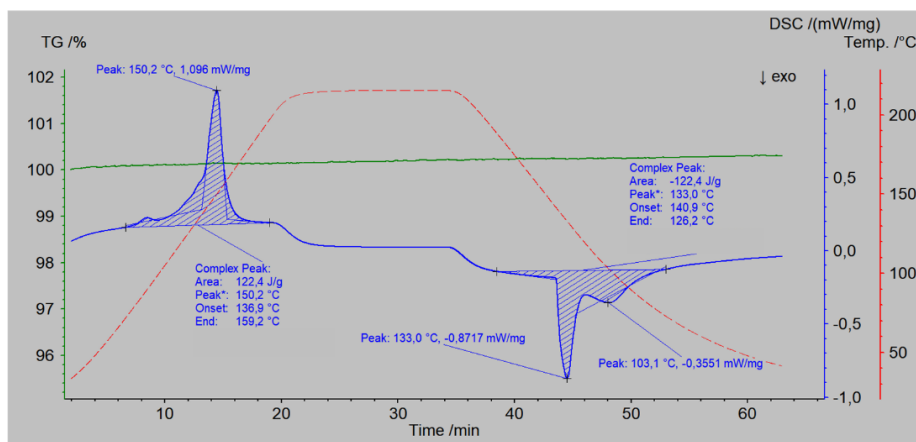


Rys. 3.7. Krzywa DSC (niebieska), krzywa TG (zielona) i krzywa temperatury (czerwona) w przypadku mieszaniny soli Hitec

Na podstawie wyników otrzymanych z analizy termograwimetrycznej (rys. 3.7; krzywa zielona) mieszaniny soli Hitec w tyglu Al_2O_3 można wnioskować, że w przyjętym zakresie temperatury nie zaobserwowano ubytku masy próbki. Na krzywej DSC (rys. 3.7; krzywa niebieska) można zidentyfikować występowanie przemiany fazowej ciało stałe–ciecz w temperaturze $150,2^\circ\text{C}$, w której ciepło wynosi $122,4 \text{ J/g}$. Proces przemiany fazowej rozpoczyna się (*onset*) w $137,1^\circ\text{C}$, a kończy (*endset*) w $159,2^\circ\text{C}$.

Drugi (odwrócony) pik na krzywej DSC przedstawia proces przemiany fazowej ciecz–ciało stałe (krzepnięcie soli). Proces ten zachodzi w temperaturze $132,9^\circ\text{C}$ (pik) – rozpoczyna się (*onset*) w $140,9^\circ\text{C}$, a kończy (*endset*) w $126,2^\circ\text{C}$. Z przebiegu krzywych wynika, że przemiana fazowa jest w pełni odwracalna oraz nie występują ubytki masy zarówno w trakcie przemiany fazowej ciało stałe–ciecz, jak i ciecz–ciało stałe. Te obserwacje prowadzą do wniosku, że materiał zmiennofazowy jest stabilny termicznie w analizowanym zakresie temperatury.

Aby zweryfikować stabilność materiału w kolejnych cyklach ogrzewania i chłodzenia, wykonano 50 cykli pomiarowych. W każdym z nich próbkę ogrzewano do 300°C, a następnie schładzano do 40°C. Na rysunku 3.8 przedstawiono krzywe DSC (niebieska) oraz TGA (zielona) po procesie cyklicznego ogrzewania i chłodzenia.



Rys. 3.8. Krzywa DSC (niebieska) i krzywa TG (zielona) w przypadku mieszaniny soli Hitec po 50 cyklach ogrzewania i chłodzenia

Po uwzględnieniu wyników z analizy można stwierdzić, że właściwości termofizyczne jak temperatura i ciepło przemiany fazowej nie ulegają zmianie w trakcie cyklicznego ogrzewania i chłodzenia próbki. A to oznacza, że wielokrotne ładowanie i rozładowanie magazynu ciepła wypełnionego badanym materiałem akumulującym nie spowoduje zmian jego pojemności cieplnej ani innych parametrów pracy. W tabeli 3.4 zamieszczono zestawienie właściwości termofizycznych soli Hitec przed wykonaniem i po wykonaniu testu cykliczności.

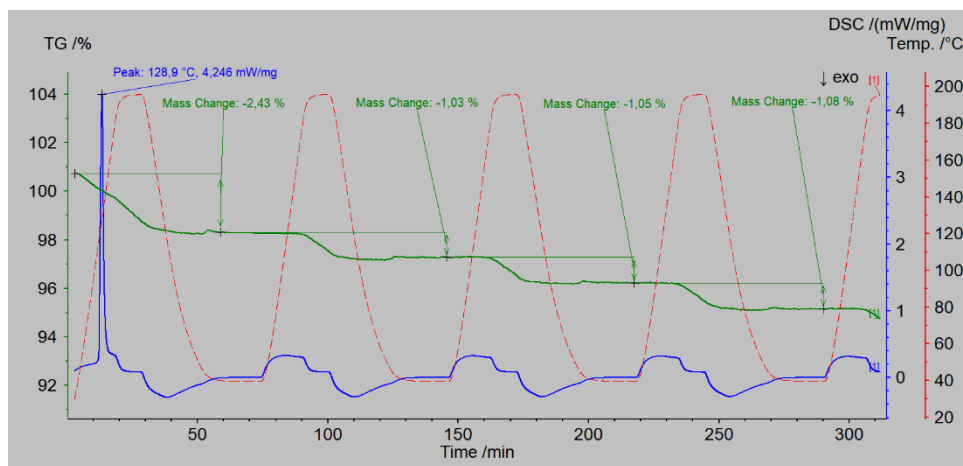
Tabela 3.4. Zestawianie właściwości termofizycznych soli Hitec przed wykonaniem i po wykonaniu testu cykliczności

Parametr	Przed badaniem cykliczności	Po badaniu cykliczności
t_{M1}	150,2	150,2
t_{O1}	137,1	136,9
t_{E1}	159,2	159,2
t_{M2}	132,9	133,0
t_{O2}	140,9	140,9
t_{E2}	126,2	126,2
ΔH_M	122,4	122,4

Na podstawie analizy otrzymanych wyników można finalnie potwierdzić, że sól Hitec spełnia przyjęte kryteria i jest odpowiednim materiałem zmiennofazowym do zastosowania w magazynie ciepła.

Interesującym przykładem materiału, który został odrzucony na podstawie wykonanych badań DSC–TGA, jest erytrytol ($C_4H_{10}O_4$). To organiczny związek chemiczny z grupy polioli. Jego cząsteczka składa się z czterech atomów węgla i czterech grup hydroksylowych ($-OH$). Jest krystaliczną, białą substancją dobrze rozpuszczalną w wodzie, którą otrzymuje się najczęściej przez fermentację mikrobiologiczną cukrów lub – rzadziej – przez ekstrakcję z owoców. Erytrytol ma zastosowanie jako składnik w produkcji farmaceutyków, kosmetyków oraz polimerów. W artykułach dotyczących magazynowania ciepła wymienia się go jako propozycję materiału zmiennofazowego [169–174]. W niektórych pracach jednak autorzy zwracają uwagę na niewystarczającą stabilność termiczną erytrytoli [175], a nawet sugerują dodatki, np. grafitu, które poprawiają jego stabilność termiczną [176].

Z opisywanych w niniejszej pracy pomiarów DSC–TGA jednoznacznie wynika brak wystarczającej stabilności termicznej erytrytoli. Krzywe DSC i TGA przedstawiono na rys. 3.9.



Rys. 3.9. Krzywa DSC (niebieska), krzywa TG (zielona) i krzywa temperatury (czerwona) w przypadku erytrytoli

W próbce erytrytoli poddawanej cyklicznemu ogrzewaniu do temperatury 200°C i chłodzeniu do 40°C zaobserwowano 1-procentowy ubytek masy w trakcie każdego z cykli poza pierwszym, w którym ubytek masy ze względu na zawartość wilgoci był na poziomie 2,4% – z tego powodu erytrytol nie może być materiałem magazynującym ciepło, ponieważ nie ma wystarczającej stabilności termicznej.

3.3.3. Wyznaczenie wskaźników i ocena materiałów

Analogiczne do przedstawionych pomiarów przeprowadzono także dla innych materiałów. Na tej podstawie wyznaczono ich właściwości termofizyczne, a także wskaźniki służące do oceny poszczególnych materiałów ze względu na możliwości zastosowania – zestawienie zamieszczono w tab. 3.5.

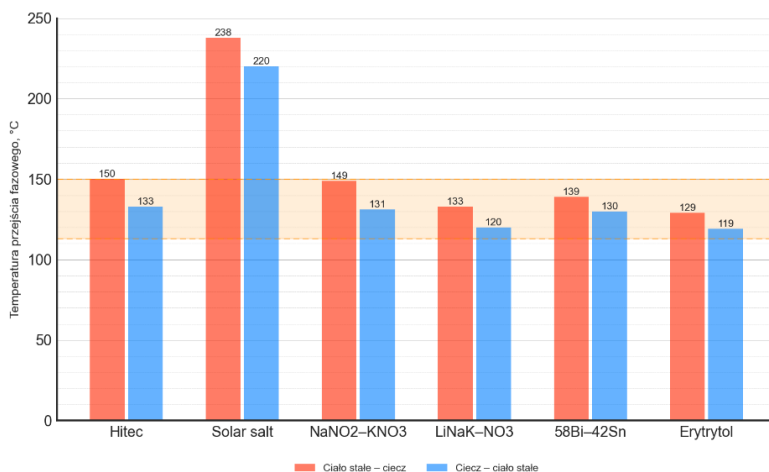
Tabela 3.5. Zestawienie wskaźników oceny wybranych materiałów poddanych badaniu

Wskaźnik	Wymagany zakres	Hitec	Solar salt	NaNO ₂ – KNO ₃ 39% – 61%	LiNaK–NO ₃ : 20%–28% –52%	58Bi–42Sn	Erytrytol
t_{M1} , °C	113–150	150	238	149	133	139	129
t_{M2} , °C	113–150°C	133	220	131	120	130	119
ΔH_M , kJ/kg	☒*	122	161	116	130	56	370
Q_V , MJ/m ³	☒	226	314	218	253	479	536
ΔT_U , K	min. 20	20	–68	21	37	31	41
ΔT_L , K	min. 20	40	127	38	27	37	26
λ , W/m·K	☒	0,49	0,48	0,48	0,49	34	0,32
t_D , °C	☒	> 500	> 500	> 500	> 550	> 500	~50
Δm_T , %	☒**	< 0,01	< 0,01	< 0,01	< 0,01	< 0,01	2%
ΔV_M , %	☒	4–6%	5–8%	4–6%	5–7%	2,5%	< 10%

* Symbol ☒ oznacza, że pożądana jest jak najwyższa wartość; ** symbol ☒ oznacza, że pożądana jest jak najniższa wartość.

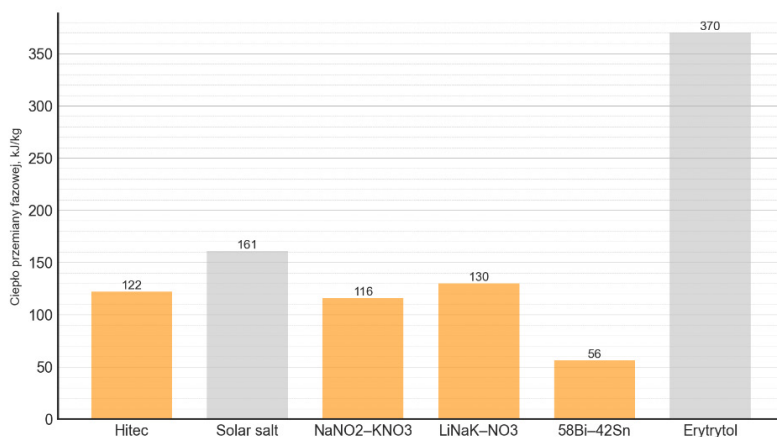
Na podstawie wskaźników oceny (tab. 3.5) rozpatrywanych materiałów magazynujących ciepło – dwa z nich nie spełniają wymaganych kryteriów. Mieszanina soli Solar salt charakteryzuje się zbyt wysoką temperaturą przemiany fazowej, erytrytol natomiast wykazuje niewystarczającą stabilność termiczną.

Na rysunku 3.10 przedstawiono temperaturę przemiany fazowej ciała stałe–ciecz (czerwony) oraz przemiany ciecz–ciało stałe (niebieski), dodatkowo kolorem pomarańczowym wyróżniono wymagany zakres temperatury.



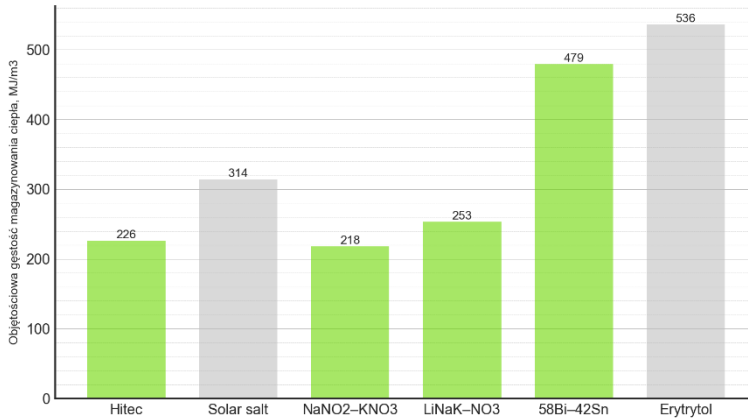
Rys. 3.10. Temperatura przemian y fazowej ciało stałe–ciecz (czerwony) i przemiany ciecz–ciało stałe (niebieski)

A na rysunku 3.11 zaprezentowano ciepło przemiany fazowej w przypadku poszczególnych materiałów. Największą wartością wśród materiałów spełniających wymagania charakteryzuje się LiNO₃ – NaNO₃ – KNO₃ (LiNaK-NO₃): 20% – 28% – 52%, czyli na poziomie 130 kJ/kg. Nieznacznie niższe ciepło przejścia fazowego cechuje sól Hitec – 122 kJ/kg i mieszanina soli NaNO₂ – KNO₃ – 116 kJ/kg. Najniższą wartość ciepła przemiany fazowej ma 58Bi-42Sn – 56 kJ/kg.



Rys. 3.11. Ciepło przemiany fazowej analizowanych materiałów; kolorem szarym oznaczono materiały, których właściwości nie spełniają wymaganych kryteriów

Pod względem objętościowej gęstości magazynowania ciepła (rys. 3.12) najkorzystniej wypada stop 58Bi–42Sn – 479 MJ/m³, co jest skutkiem jego wysokiej gęstości. Mieszanki soli charakteryzują się wartościami gęstości magazynowania ciepła rzędu 218–253 MJ/m³ – jest to ok. dwa razy mniej niż stop 58Bi–42Sn.



Rys. 3.12. Objętościowa gęstość magazynowania ciepła analizowanych materiałów

Biorąc pod uwagę kryteria techniczne, najbardziej efektywnym objętościowo materiałem do magazynowania ciepła jest stop 58Bi–42Sn, dzięki któremu można zmagazynować niemal 500 MJ w 1 m³, czyli ok. 2-krotnie więcej niż w przypadku mieszanki soli.

Poza kryteriami technicznymi o możliwości zastosowania materiału w skali przemysłowej decydują również uwarunkowania ekonomiczne. Aby porównać koszt związany z magazynowaniem ciepła w poszczególnych materiałach, stosuje się wskaźnik jednostkowego kosztu magazynowania ciepła (równanie (3.7)) wyrażony kosztem materiału w przeliczeniu na 1 MJ zmagazynowanego ciepła, np. PLN/MJ:

$$K_Q = \frac{K_M}{\Delta H_M} \cdot 1000 \quad (3.7)$$

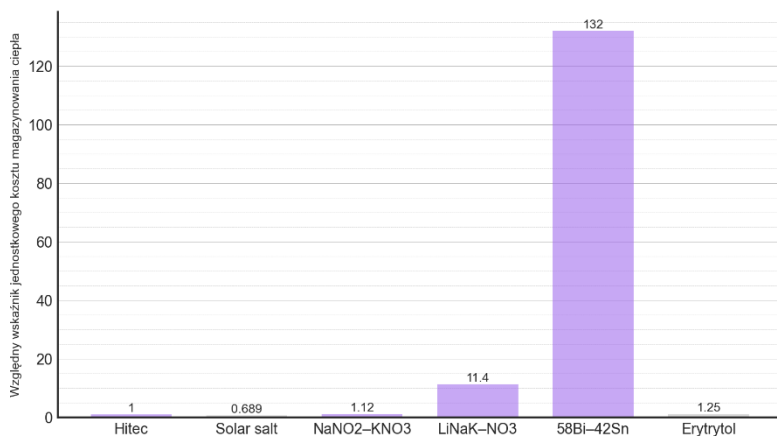
gdzie K_M – koszt 1 kg materiału.

Ze względu na zmienność cen, kursów walut etc. w celu ułatwienia porównania stosuje się względny wskaźnik jednostkowego kosztu magazynowania ciepła (3.8) będący wielkością bezwymiarową odniesioną do materiału referencyjnego:

$$K_{QW} = \frac{K_{Q,i}}{K_{Q,r}} \quad (3.8)$$

gdzie: K_{QW} – względny wskaźnik jednostkowego kosztu magazynowania ciepła, $K_{Q,i}$ – wskaźnik jednostkowego kosztu magazynowania ciepła dla danego materiału, $K_{Q,r}$ – wskaźnik jednostkowego kosztu magazynowania ciepła dla materiału referencyjnego.

Na rysunku 3.13 przedstawiono względny wskaźnik jednostkowego kosztu magazynowania ciepła w przypadku analizowanych materiałów w sytuacji, w której materiałem referencyjnym jest sól Hitec.



Rys. 3.13. Względny wskaźnik jednostkowego kosztu magazynowania ciepła

O ile ze względu na właściwości techniczne stop 58Sn–42Bi charakteryzuje się bardzo dobrymi właściwościami, tj. wysoką gęstością magazynowania ciepła, wysoką przewodnością cieplną i optymalną temperaturą przemiany fazowej, o tyle bardzo wysoki koszt praktycznie dyskwalifikuje ten materiał. Koszt magazynowania 1 MJ ciepła jest w przypadku stopu 58Sn–42Bi aż 132 razy wyższy niż w przypadku soli Hitec. Stosunkowo wysoki koszt magazynowania ciepła wykazuje także mieszanina soli LiNaK – NO₃: ponad 11-krotnie wyższy niż soli Hitec. Materiałem porównywalnym z nią pod względem kosztów magazynowania ciepła jest natomiast opracowana w ramach opisywanych badań mieszanina soli NaNO₂ – KNO₃ w proporcji 39% – 61%. W przeciwieństwie do trójskładnikowej soli Hitec jest to mieszanina dwuskładnikowa, ale o właściwościach bardzo do niej zbliżonych.

Biorąc pod uwagę wszystkie wymienione i opisane wcześniej kryteria, rekomendowane do zastosowania w magazynie ciepła są dwa materiały:

- sól Hitec o składzie: NaNO₃ – NaNO₂ – KNO₃ (7% – 40% – 53%),
- autorska kompozycja soli o składzie: NaNO₂ – KNO₃ (39% – 61%).

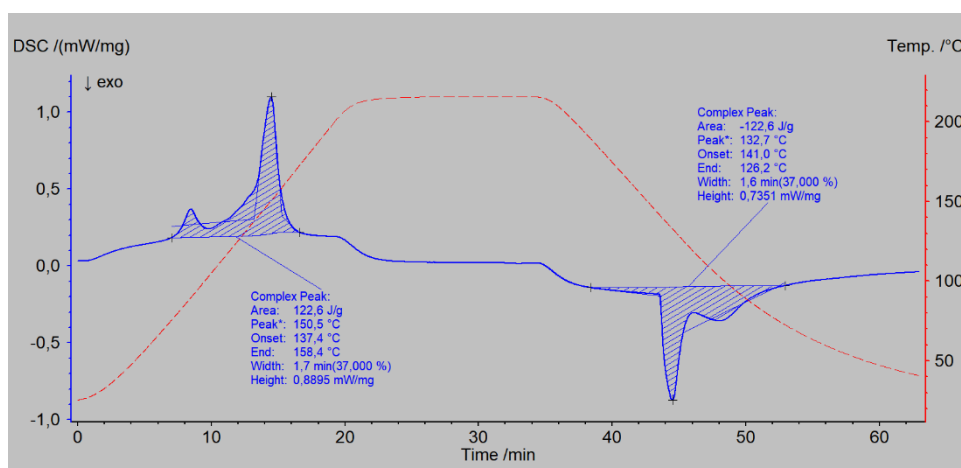
Ostatecznie z powodu nieco niższego kosztu magazynowania ciepła, a także istniejących zastosowań w warunkach przemysłowych, do magazynu ciepła wybrano sól Hitec.

Wyznaczone właściwości materiału będą uwzględnione w kolejnych rozdziałach, w których opisano metody modelowania magazynu ciepła (rozd. 4), badania w skali laboratoryjnej (rozd. 5) i projektowanie, optymalizację, budowy oraz testy magazynu ciepła w skali pilotażowej (rozd. 6). W trakcie eksploatacji pilotażowego magazynu ciepła oraz po jej zakończeniu materiał akumulujący poddano ponownej weryfikacji właściwości metodą DSC–TGA.

3.3.4. Weryfikacja właściwości materiału magazynującego po eksploatacji w warunkach rzeczywistych

Badanie cykliczności materiału polegające na wielokrotnym ogrzewaniu i chłodzeniu próbki w analizatorze DSC–TGA jest testem stabilności materiału magazynującego w warunkach laboratoryjnych. Żeby jednak zweryfikować stabilność materiału w warunkach rzeczywistych i potwierdzić brak zmian jego właściwości, dokonuje się okresowych pomiarów jego właściwości termofizycznych. W tym celu próbki materiału pobiera się okresowo z magazynu ciepła, a następnie poddaje badaniom DSC–TGA z wykorzystaniem procedury pomiarowej jak w trakcie doboru materiału. Następnie kluczowe parametry materiału po eksploatacji są porównywane (tab. 3.4) z kluczowymi parametrami materiału referencyjnego („świeżego”).

Przykład wyniku pochodzący z badania próbki materiału zmiennofazowego pobranego w trakcie eksploatacji magazynu pilotażowego zamieszczono na rys. 3.14.



Rys. 3.14. Wynik badania DSC przykładowej próbki materiału pobranego w trakcie eksploatacji magazynu pilotażowego

Na podstawie przeprowadzonego pomiaru próbki materiału pobranego w trakcie eksploatacji można stwierdzić, że jego właściwości nie uległy zmianie. Z interpretacji charakterystyki krzywej DSC wynika natomiast, że przemiana fazowa zachodzi w temperaturze 150,5°C, a jej ciepło wynosi 122,6 J/g. Proces przemiany fazowej rozpoczyna się w temperaturze 137,4°C, a kończy w temperaturze 158,4°C. Drugi (odwrócony) pik na krzywej DSC odzwierciedla proces przemiany fazowej ciecz–ciało stałe. Zachodzi on w temperaturze 132,7°C (pik), rozpoczyna się (*onset*) w temperaturze 141,0°C, a kończy (*endset*) w 126,2°C.

W tabeli 3.6 zestawiono wyniki pomiarów próbek materiału pobieranych z magazynu pilotażowego w okresach dwumiesięcznych oraz dla próbki referencyjnej „świeżego” materiału.

Tabela 3.6. Zestawienie wyników pomiarów właściwości termofizycznych próbek materiału pobieranych z magazynu pilotażowego w okresach 2-miesięcznych i próbki referencyjnej

Parametr	Jednostka	Próbka referencyjna	Próbka 1.	Próbka 2.	Próbka 3.	Próbka 4.	Próbka 5.
t_{M1}	°C	150,2	148,9	149,4	150,5	150,1	149,7
t_{O1}	°C	137,1	137,6	137,3	137,4	137,2	137,4
t_{E1}	°C	159,2	157,6	158,1	158,4	158,7	158,9
t_{M2}	°C	132,9	133,1	132,8	132,7	133,2	133,1
t_{O2}	°C	140,9	139,8	139,9	141,0	139,8	141,1
t_{E2}	°C	126,2	125,9	126,0	126,2	126,1	126,0
ΔH_M	kJ/kg	122,4	122,5	122,3	122,6	122,5	122,5

W przypadku wszystkich badanych próbek różnice we właściwościach, czyli temperaturze przemiany fazowej i cieple przemiany fazowej, są nieznaczące ($< 1^\circ\text{C}$). Wynikają one z metody pomiaru, dokładności analizatora, warunków pobierania i stopnia jednorodności próbek, a ich praktyczne znaczenie jest pomijalne. Ciepło przemiany fazowej wszystkich próbek jest praktycznie identyczne i wynosi 122 J/g.

Podczas analizy wyników z przeprowadzonych badań nie stwierdzono zmian właściwości termofizycznych materiału w trakcie jego eksploatacji w pilotażowym magazynie ciepła.

4. Metoda modelowania i optymalizacji magazynu ciepła z przemianą fazową

Wprowadzenie

Kluczową rolę w projektowaniu i optymalizacji magazynu ciepła odgrywa modelowanie procesów towarzyszących jego pracy. Przedstawiona w niniejszym rozdziale autorska metoda modelowania i optymalizacji zmiennofazowych magazynów ciepła umożliwia realizację obliczeń na różnych poziomach. Oprócz obliczeń bilansowych można wykonać obliczenia procesowe, symulację dynamiczną, a także symulację ciepłno-przepływową w układzie trójwymiarowym. W zależności od rodzaju wykonywanych obliczeń stosuje się odpowiedni model (por. tab. 4.1). Szczegółowy opis metody oraz poszczególnych modeli przedstawiono w dalszej części tego rozdziału.

Tabela 4.1. Metody obliczeniowe i modele stosowane na poszczególnych etapach procedury modelowania i optymalizacji magazynu ciepła

Etap procedury modelowania i optymalizacji	Metoda obliczeniowa / model
Obliczenia bilansowe magazynu ciepła	Model bilansowy magazynu ciepła
Obliczenia procesowe i optymalizacja	Metoda obliczeń procesowych; model jednowymiarowy, stacjonarny
Symulacje dynamiczne magazynu ciepła	Metoda obliczeń dynamicznych; model jednowymiarowy, dynamiczny
Symulacje ciepłno-przepływowe w układzie trójwymiarowym i optymalizacja	Metoda symulacji ciepłno-przepływowych 3D; model trójwymiarowy

W magazynie ciepła z przemianą fazową zachodzą dwa główne procesy: przepływ płynu – czynników roboczych (ładującego i rozładującego), wymiana ciepła między tymi czynnikami a elementami konstrukcji wewnętrznej magazynu oraz materiałem zmiennofazowym. Ze względu na to, że czynnik ładujący dostarcza ciepło do materiału zmiennofazowego, a czynnik rozładujący odbiera ciepło, wymienione procesy są od siebie zależne. Strumień ciepła dostarczany do materiału zmiennofazowego w trakcie ładowania i – analogicznie – strumień ciepła odbierany w trakcie rozładowywania to

wypadkowe wszystkich procesów ciepło-przepływowych zachodzących w magazynie. Dlatego zmiana jednego z parametrów pracy magazynu ciepła, np. strumienia masy lub temperatury czynnika ładującego, wpływa w rezultacie na przebieg wszystkich towarzyszących procesów. Ponadto w przeciwieństwie do wymienników ciepła w stanie ustalonym (stacjonarnym) w magazynach zmiennofazowych stan ustalony występuje wyłącznie w określonych warunkach. W pozostałych przypadkach występują stany nieustalone, których modelowanie wymaga zastosowania modelu dynamicznego.

Badanie i określenie wpływu poszczególnych czynników na procesy zachodzące w zmiennofazowym magazynie ciepła stanowią niezbędny krok do optymalnego zaprojektowania i skalowania magazynu ciepła. Klasyczne obliczenia bilansowe są niewystarczające do osiągnięcia tego celu – konieczne jest w tym przypadku kompleksowe odwzorowanie występujących w magazynie procesów ciepło-przepływowych zarówno w stanie ustalonym, jak i nieustalonym, co jest możliwe dzięki wykorzystaniu metod modelowania numerycznego.

4.1. Model bilansowy magazynu ciepła

W celu przeprowadzenia bilansu ciepła w magazynie należy uwzględnić następujące wielkości:

- strumień ciepła ładowania,
- strumień ciepła rozładowania,
- ilość ciepła magazynowanego w materiale akumulującym,
- straty ciepła do otoczenia.

Schemat bilansowy uwzględniający wymienione składowe przedstawiono na rys. 4.1.



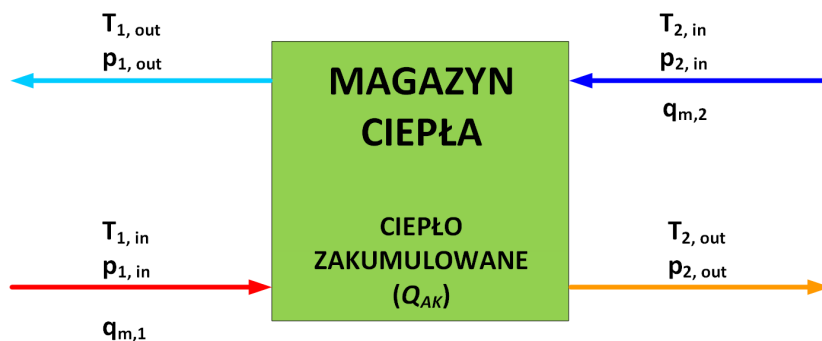
Rys. 4.1. Schemat bilansu cieplnego zmiennofazowego magazynu ciepła

Zgodnie z nim bilans cieplny magazynu z przemianą fazową wyrażony strumieniem ciepła można opisać równaniem:

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} - \dot{Q}_S = \dot{Q}_{AK} \quad (4.8)$$

gdzie: – strumień ciepła dostarczany do magazynu (strumień ciepła po stronie ładowania), kW; – strumień ciepła odbierany z magazynu (strumień ciepła po stronie rozładowania), kW; – strumień ciepła magazynowany w materiale zmiennofazowym, kW; – strumień strat ciepła, kW.

W praktyce strumień ciepła ładowania i strumień ciepła rozładowania są determinowane przez parametry czynnika roboczego (odpowiednio: ładującego oraz rozładującego) – dlatego wygodnie jest posługiwać się w bilansie parametrami czynnika roboczego takimi jak temperatura i ciśnienie (rys. 4.2).



Rys. 4.2. Schemat bilansu ciepła w magazynie z uwzględnieniem parametrów czynnika ładującego i rozładującego

Jeśli uwzględni się parametry czynnika ładującego i rozładującego (rys. 4.2), strumień ciepła dostarczanego do magazynu można przedstawić za pomocą równania:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{in} &= q_{m,1} \cdot (H_{1,in} - H_{1,out}) = \\ & q_{m,1} \cdot (H(t_{1,in}, p_{1,in}) - H(t_{1,out}, p_{1,out})) \end{aligned} \quad (4.2)$$

gdzie: $q_{m,1}$ – strumień masy czynnika ładującego, kg/s; $H_{1,in}$ – entalpia czynnika ładującego na wlocie do magazynu ciepła, kJ/kg; $H_{1,out}$ – entalpia czynnika ładującego na wylocie z magazynu ciepła, kJ/kg; $t_{1,in}$ – temperatura czynnika ładującego na wlocie do magazynu ciepła, °C; $t_{1,out}$ – temperatura czynnika ładującego na wylocie z magazynu ciepła, °C; $p_{1,in}$ – ciśnienie czynnika ładującego na wlocie do magazynu ciepła, MPa; $p_{1,out}$ – ciśnienie czynnika ładującego na wylocie z magazynu ciepła, MPa.

W analogiczny sposób można wyrazić strumień ciepła odbierany z magazynu po stronie rozładowania:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{out}} &= q_{m,2} \cdot (H_{2,\text{out}} - H_{2,\text{in}}) = \\ & q_{m,2} \cdot (H(t_{2,\text{out}}, p_{2,\text{out}}) - H(t_{2,\text{in}}, p_{2,\text{in}})) \end{aligned} \quad (4.3)$$

gdzie: $q_{m,2}$ – strumień masy czynnika ładującego, kg/s; $H_{2,\text{in}}$ – entalpia czynnika rozładowującego na wlocie do magazynu ciepła, kJ/kg; $H_{2,\text{out}}$ – entalpia czynnika rozładowującego na wylocie z magazynu ciepła, kJ/kg; $t_{2,\text{in}}$ – temperatura czynnika rozładowującego na wlocie do magazynu ciepła, °C; $t_{2,\text{out}}$ – temperatura czynnika rozładowującego na wylocie z magazynu ciepła, °C; $p_{2,\text{in}}$ – ciśnienie czynnika rozładowującego na wlocie do magazynu ciepła, MPa; $p_{2,\text{out}}$ – ciśnienie czynnika rozładowującego na wylocie z magazynu ciepła, MPa.

W rezultacie, gdy znane są parametry czynnika ładującego i rozładowującego na wlocie do magazynu ciepła i na wylocie z niego, jest możliwe wyznaczenie ilości ciepła magazynowanego w materiale zmiennofazowym lub wyznaczenie ilości ciepła odbieranego z materiału. W sytuacji, w której strumień ciepła po stronie ładowania () ma większą wartość niż strumień ciepła po stronie rozładowania (), nadwyżka ciepła jest magazynowana w materiale PCM. Tym samym temperatura materiału zmiennofazowego wzrasta, a w obszarze przemiany fazowej zwiększa się udział frakcji ciekłej na skutek postępu procesu topnienia materiału PCM. Kiedy strumień ciepła po stronie rozładowania () jest większy od strumienia ciepła po stronie ładowania (), niedomiar ciepła jest pobierany z materiału zmiennofazowego. W konsekwencji temperatura materiału obniża się, a w obszarze przemiany fazowej zmniejsza się udział frakcji ciekłej na skutek postępu procesu krzepnięcia materiału PCM.

Wykorzystanie przedstawionych zależności i równań opisujących właściwości cieplne materiału zmiennofazowego umożliwia powiązanie strumieni ciepła po stronie ładowania oraz rozładowania z temperaturą materiału zmiennofazowego, a także frakcją fazy ciekłej i stałej w obszarze przemiany fazowej. Do tego celu jest niezbędna znajomość następujących właściwości materiału: ciepło właściwe fazy stałej i ciekłej, temperatura przemiany fazowej oraz entalpia (ciepło) przemiany fazowej. W tym przypadku ilość ciepła, którą można zmagazynować w materiale PCM w temperaturze t_1 – t_2 , wyrażona jest równaniem:

$$Q_{AK} = m_{\text{PCM}} \cdot \left(\int_{t_1}^{t_M} C_{P,\text{solid}} dT + \Delta H_M + \int_{t_M}^{t_2} C_{P,\text{liquid}} dT \right) \quad (4.4)$$

gdzie: Q_{AK} – ciepło zmagazynowane w materiale zmiennofazowym, kJ; t_M – temperatura przemiany fazowej materiału PCM, °C; m_{PCM} – masa materiału zmiennofazowego, kg; $C_{P,\text{solid}}$ – ciepło właściwe (w funkcji temperatury) materiału PCM w fazie stałej, kJ/kg·K;

$C_{P,\text{liquid}}$ – ciepło właściwe (w funkcji temperatury) materiału PCM w fazie ciekłej, kJ/kg·K; ΔH_M – entalpia (ciepło) przemiany fazowej, kJ/kg.

Równanie (4.4) dotyczy materiału idealnego, tj. takiego, w którym przemiana fazowa jest procesem całkowicie izotermicznym (zachodzi w stałej temperaturze). W warunkach rzeczywistych przemiana fazowa zachodzi w pewnym zakresie temperatury zależnym od rodzaju materiału (zjawisko to zostało szerzej opisane w rozdz. 3). Dlatego równanie (4.4) określające ilość ciepła możliwą do zmagazynowania w materiale PCM należy zmodyfikować z uwzględnieniem nieizotermiczności procesu przemiany fazowej. Ponadto w przypadku większości materiałów ciepło właściwe nie zmienia się znacząco w funkcji temperatury i może być sprowadzone do wartości stałej. W konsekwencji otrzymuje się równanie zawierające trzy człony, które odpowiadają fazie stałej, przemianie fazowej i fazie ciekłej, w postaci:

gdzie: $t_{M,i}$ – temperatura początkowa procesu przemiany fazowej, °C; $t_{M,f}$ – temperatura końcowa procesu przemiany fazowej, °C.

$$Q_{AK} = m_{\text{PCM}} \cdot \left(C_{P,\text{solid}} \cdot (t_{M,i} - t_1) + \left(\frac{\Delta H_M}{t_{M,f} - t_{M,i}} + C_{P,\text{solid}} \right) + C_{P,\text{liquid}} \cdot (t_2 - t_{M,f}) \right) \quad (4.5)$$

Zgodnie z przedstawionymi w rozdz. 3 informacjami założenie izotermiczności przemiany fazowej nie wprowadza znaczącej rozbieżności w obliczeniach, w istotny sposób natomiast upraszcza obliczenia bilansowe.

W przypadku materiałów zmiennofazowych charakteryzujących się procesem przemiany fazowej zachodzącym w niewielkim zakresie temperatury lub kiedy jest znana wyłącznie temperatura i entalpia przemiany fazowej można przyjąć, że proces przemiany fazowej jest izotermiczny. Wówczas równanie (4.5) przyjmie następującą postać:

$$Q_{AK} = m_{\text{PCM}} \cdot \left(C_{P,\text{solid}} \cdot (t_M - t_1) + \Delta H_M + C_{P,\text{liquid}} \cdot (t_2 - t_M) \right) \quad (4.6)$$

W równaniu (4.6) uwzględniono założenie, że zarówno ciepło właściwe fazy stałej ($C_{P,\text{solid}}$), jak i fazy ciekłej ($C_{P,\text{liquid}}$) przyjmuje wartość stałą w danym zakresie temperatury. Połączenie równań: (4.2), (4.3), (4.6), określających strumienie ciepła prowadzi do uzyskania modelu bilansu ciepła magazynu:

$$q_{m,1} \cdot (H_{1,\text{in}} - H_{1,\text{out}}) - q_{m,2} \cdot (H_{2,\text{out}} - H_{2,\text{in}}) - \dot{Q}_S = m_{\text{PCM}} \cdot \left(C_{P,\text{solid}} \cdot (t_M - t_1) + \Delta H_M + C_{P,\text{liquid}} \cdot (t_2 - t_M) \right) \quad (4.7)$$

4.2. Metoda obliczeń procesowych oraz dynamicznych (model jednowymiarowy)

Zgodnie z opisanymi w podrozdz. 4.1 równaniami (4.4)–(4.7) jest możliwe wskazanie trzech stanów magazynu ciepła:

- rozładowania,
- ładowania/rozładowywania (obszar przemiany fazowej),
- przeładowania.

Stan rozładowania: stan, w którym materiał zmiennofazowy jest w fazie stałej, czyli jego temperatura jest niższa niż temperatura przemiany fazowej. Analogicznie stan przeładowania: stan, w którym materiał jest całkowicie w fazie ciekłej, czyli temperatura materiału zmiennofazowego jest wyższa niż temperatura przemiany fazowej.

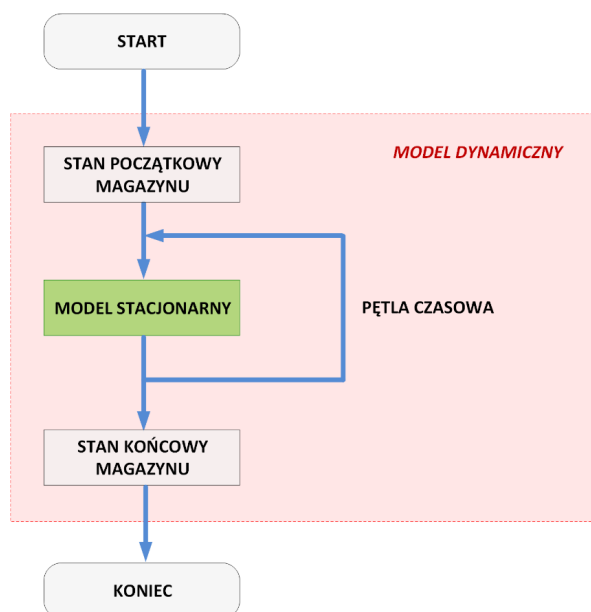
W przypadku magazynów zmiennofazowych najbardziej interesujący jest stan ładowania/rozładowywania, tzn. obszar przemiany fazowej, w którym występuje jednocześnie faza stała i ciekła. W stanie ładowania udział fazy stałej maleje, a fazy ciekłej rośnie. W trakcie rozładowywania – odwrotnie. Temperatura materiału PCM jest w modelu izotermicznej przemiany fazowej (równanie (4.6)) równa temperaturze przemiany fazowej. W modelu nieizotermicznej przemiany fazowej, w stanie częściowego naładowania magazynu temperatura materiału PCM mieści się w zakresie temperatur początku i końca przemiany fazowej.

W trakcie pracy magazynu ciepła wyróżnia się stany ustalone i nieustalone. Stan ustalony występuje w dwóch przypadkach. Pierwszy ma miejsce wtedy, kiedy strumienie ciepła po stronie ładowania (Q_{in} ; równanie (4.2)) oraz po stronie rozładowania (Q_{out} ; równanie (4.3)) są jednakowe. W rezultacie taka sama ilość ciepła jest jednocześnie dostarczana do materiału zmiennofazowego i z niego odbierana. Dlatego temperatura materiału PCM nie zmienia się w czasie i występuje stan ustalony. Ze względu jednak na rzeczywiste warunki pracy magazynu ciepła, taki stan nie ma zastosowania, a nawet przeczy fundamentalnej funkcji magazynu ciepła, którego rolą jest wyrównywanie zmienności strumienia ciepła, stąd jest mało interesujący i z uwagi na jego eksploatację, i znaczenie badawcze.

Przypadek drugi odnosi się do pracy magazynu ciepła w obszarze przemiany fazowej i przy założeniu jej izotermicznego charakteru. W takich warunkach, nawet jeżeli występuje nierównowaga między strumieniami ciepła po stronie ładowania oraz rozładowania, w modelu izotermicznej przemiany fazowej temperatura materiału PCM nie ulega zmianie. Niezależnie od tego, czy ciepło jest akumulowane w materiale, czy z niego pobierane, jego temperatura pozostaje stała, a zmienia się jedynie frakcja fazy ciekłej. Należy podkreślić, że istotą wykorzystania przemiany fazowej do magazynowania ciepła jest praca magazynu ciepła w obszarze przemiany fazowej. Takie warunki pracy magazynu są zatem najbardziej interesujące ze względu na eksploatację. Dlatego stacjonarny model

magazynu ciepła z materiałem zmiennofazowym, mimo że odwzorowuje jego pracę wyłącznie w obszarze przemiany fazowej, stanowi przydatne narzędzie do symulacji.

Inne stany, w których może znajdować się magazyn ciepła, są stanami nieustalonymi, np. zmienny strumień czynnika ładującego/rozładowującego, stan rozładowania lub przeładowania magazynu ciepła. Stany ustalone mogą być modelowane za pomocą modelu stacjonarnego, stany nieustalone wymagają natomiast zastosowania modelu dynamicznego. Stany dynamiczne można jednak symulować przez sekwencję stanów semistacjonarnych wykonywaną w pętli z określonym krokiem czasowym (co przedstawiono na rys. 4.3).



Rys. 4.3. Schemat blokowy jednowymiarowego modelu magazynu ciepła wykorzystującego sekwencję stanów semistacjonarnych

W celu modelowania stanów ustalonych i semistacjonarnych opracowano model stacjonarny, który następnie został rozszerzony o model dynamiczny realizowany zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 4.3.

W procesie projektowania magazynu ciepła zastosowanie znajdują oba modele – stacjonarny w przypadku obliczeń procesowych i dynamiczny w przypadku symulacji pracy magazynu ciepła w czasie. Obliczenia procesowe są wykonywane dla stanu ustalonego i odwzorowują pracę magazynu wyłącznie w obszarze przemiany fazowej. Z tego wynika, że założonym punktem pracy magazynu ciepła jest obszar przemiany fazowej. Wykonywanie symulacji dynamicznych wymaga z kolei zastosowania modelu dynamicznego uwzględniającego stany nieustalone, które występują głównie wówczas, gdy magazyn ciepła pracuje poza obszarem przemiany fazowej. Taka sytuacja ma miejsce

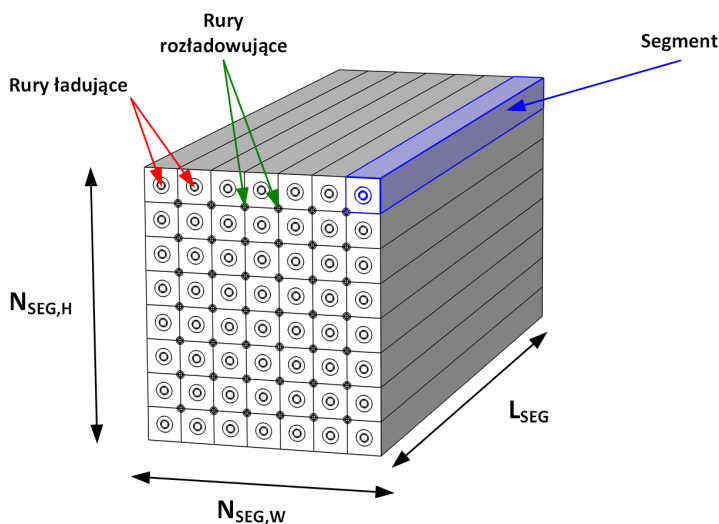
w dwóch przypadkach – materiał akumulujący jest przechłodzony poniżej punktu przemiany fazowej lub jest przegrzany powyżej punktu przemiany fazowej.

4.2.1. Metoda obliczeń procesowych (stacjonarny model magazynu ciepła)

W opracowanym i przedstawionym w tej publikacji stacjonarnym cieplno-przepływowym modelu magazynu ciepła przyjęto następujące założenia:

- izotermiczny charakter przemiany fazowej,
- pracę magazynu ciepła w obszarze przemiany fazowej, co oznacza, że temperatura materiału PCM jest równa temperaturze przemiany fazowej,
- stały strumień masy czynnika ładującego/rozładowującego,
- brak zmian właściwości termofizycznych materiału PCM.

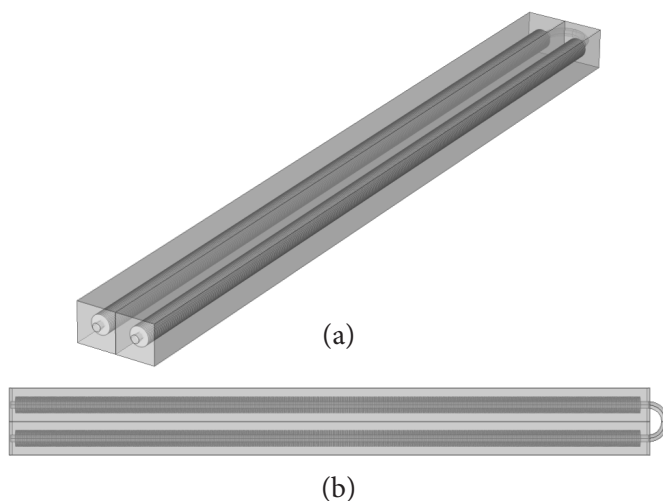
Strukturę magazynu ciepła w rozpatrywanym modelu jednowymiarowym przedstawiono na rys. 4.4. Magazyn jest zbudowany z prostokątnych segmentów tworzących bryłę materiału zmiennofazowego, w której umieszczono układ rur. Magazyn ciepła ma dwa rodzaje rur – jednymi doprowadzane jest ciepło do materiału, a drugimi od niego odbierane.



Rys. 4.4. Struktura zmiennofazowego magazynu ciepła przyjęta w jednowymiarowym modelu cieplno-przepływowym

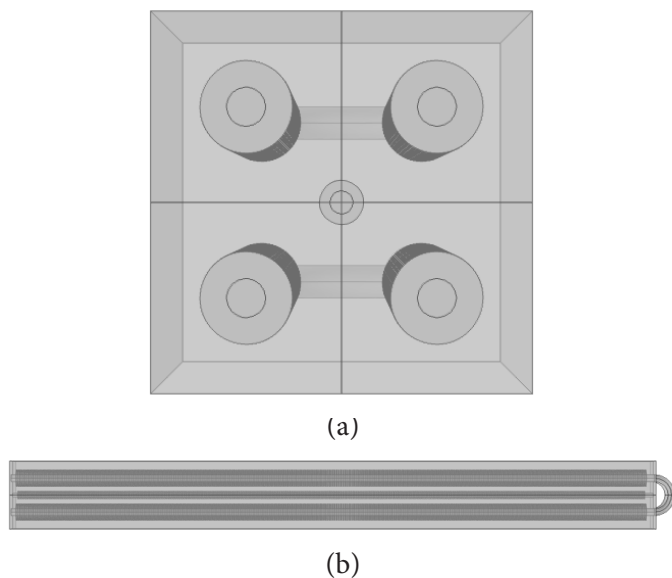
Zgodnie z układem i liczbą rur model dzieli objętość materiału zmiennofazowego na segmenty o określonych wymiarach. W osi centralnej każdego z segmentów jest umiesz-

czona rura ładująca. Rury ładujące w sąsiadujących segmentach są połączone w taki sposób, że tworzą rurę w kształcie U (rys. 4.5).



Rys. 4.5. Rozmieszczenie rur ładujących w sąsiadujących segmentach magazynu:
a) rzut ogólny, b) rzut z góry

Rura rozładowująca jest natomiast umieszczona między czterema segmentami i jest prosta (rys. 4.6).



Rys. 4.6. Rozmieszczenie rur ładujących i rury rozładowującej w segmentach magazynu:
a) rzut ogólny, b) rzut z góry

Opisana wcześniej struktura magazynu ciepła została przyjęta ze względu na duże możliwości skalowania jego wymiarów oraz ich dostosowywania według różnych kryteriów, np. żądanej pojemności cieplnej. Skalowanie odbywa się przez zmianę liczby segmentów w wymiarze poziomym ($N_{\text{seg},W}$) lub pionowym ($N_{\text{seg},H}$), a także – zmianę długości segmentów (L_{seg}). Jedynym ograniczeniem skalowalności w przypadku przyjętej struktury jest to, że dwie rury ładujące połączone są w rury U-kształtne, co powoduje, że liczba segmentów w poziomie musi być parzysta. W razie potrzeby w modelu istnieje możliwość zastąpienia rur U-kształtnych rurami prostymi, co w konsekwencji eliminuje wskazane ograniczenia. Ponadto w modelu jest możliwe uwzględnienie zarówno rur gładkich, jak i ożebrowanych – i po stronie ładowania, i rozładowania.

W pierwszej kolejności model pobiera dane wejściowe zawierające parametry: geometrii, czynnika ładującego i rozładowującego oraz niezbędne właściwości fizyczne (tab. 4.2).

Tabela 4.2. Parametry wejściowe jednowymiarowego modelu magazynu

Parametr wejściowy	Jednostka	Oznaczenie
Średnica wewnętrzna rur ładujących	mm	$D_{I,P1}$
Średnica zewnętrzna rur ładujących	mm	$D_{O,P1}$
Średnica żebra rur ładujących	mm	$D_{\text{RAD}1}$
Liczba żeber w przeliczeniu na 1 m rury ładującej	1/m	$N_{\text{RAD}1}$
Grubość żebra rur ładujących	mm	$W_{\text{RAD}1}$
Średnica wewnętrzna rur rozładowujących	mm	$D_{I,P2}$
Średnica zewnętrzna rur rozładowujących	mm	$D_{O,P2}$
Średnica żebra rur rozładowujących	mm	$D_{\text{RAD}2}$
Liczba żeber w przeliczeniu na 1 m rury rozładowującej	1/m	$N_{\text{RAD}2}$
Grubość żebra rur rozładowujących	mm	$W_{\text{RAD}2}$
Liczba segmentów wzdłuż szerokości	–	$N_{\text{SEG},W}$
Szerokość segmentu	mm	W_{SEG}
Liczba segmentów wzdłuż wysokości	–	$N_{\text{SEG},H}$
Wysokość segmentu	mm	H_{SEG}
Długość wkładu magazynu ciepła	m	L_{SEG}
Temperatura czynnika ładującego na wlocie	°C	$t_{1,\text{in}}$
Temperatura czynnika rozładowującego na wlocie	°C	$t_{2,\text{in}}$
Ciśnienie czynnika ładującego na wlocie	MPa	$p_{1,\text{in}}$
Ciśnienie czynnika rozładowującego na wlocie	MPa	$p_{2,\text{in}}$

cd. tab. 4.2

Strumień masy czynnika ładującego	kg/h	q_{m1}
Strumień masy czynnika rozładowującego	kg/h	q_{m2}
Przewodność cieplna materiału rur	W/m·K	λ_{MET}
Przewodność cieplna PCM	W/m·K	λ_{PCM}
Gęstość materiału rur	kg/m ³	ρ_{MET}
Ciepło właściwe materiału rur	kJ/kg·K	$C_{p,MET}$
Gęstość PCM	kg/m ³	ρ_{PCM}
Entalpia przemiany fazowej PCM: ciepło utajone	kJ/kg	ΔH_M
Temperatura przemiany fazowej PCM	°C	T_M
Ciepło właściwe PCM w stanie stałym	kJ/kg·K	$C_{p,PCM,S}$
Ciepło właściwe PCM w stanie ciekłym	kJ/kg·K	$C_{p,PCM,L}$

Na podstawie zamieszczonych w tab. 4.2 parametrów wejściowych można dzięki zastosowaniu modelu obliczyć parametry magazynu ciepła; zestawione w tab. 4.3.

Tabela 4.3. Wyznaczane parametry magazynu ciepła

Parametr magazynu ciepła	Jednostka	Oznaczenie
Liczba rur ładujących	–	N_{HTF1}
Liczba rur rozładowujących	–	N_{HTF2}
Szerokość magazynu	m	W_{AK}
Wysokość magazynu	m	H_{AK}
Grubość ścianki rur ładujących	mm	W_{P1}
Grubość ścianki rur rozładowujących	mm	W_{P2}
Wysokość żebra rur ładujących	mm	H_{RAD1}
Wysokość żebra rur rozładowujących	mm	H_{RAD2}
Rozstaw żeber rur ładujących	mm	Z_{RAD1}
Rozstaw żeber rur rozładowujących	mm	Z_{RAD2}
Całkowita objętość wkładu magazynu	m ³	V_{AK}
Objętość zewnętrzna pojedynczej rury ładującej	m ³	$V_{O,P1}$
Objętość wewnętrzna pojedynczej rury ładującej	m ³	$V_{I,P1}$
Objętość netto pojedynczej rury ładującej	m ³	$V_{N,P1}$
Masa pojedynczej rury ładującej	kg	m_{P1}

cd. tab. 4.3

Całkowita objętość rur ładujących	m^3	$V_{T,P1}$
Objętość zewnętrzna pojedynczej rury rozładowującej	m^3	$V_{O,P2}$
Objętość wewnętrzna pojedynczej rury rozładowującej	m^3	$V_{I,P2}$
Objętość netto pojedynczej rury rozładowującej	m^3	$V_{N,P2}$
Masa pojedynczej rury rozładowującej	kg	m_{P2}
Całkowita objętość rur rozładowujących	m^3	$V_{T,P2}$
Rzeczywista objętość PCM	m^3	V_{PCM}
Wskaźnik wypełnienia PCM	%	μ_{PCM}
Rzeczywista masa PCM	kg	m_{PCM}
Całkowita masa wszystkich rur	kg	$m_{P,T}$
Całkowita masa magazynu z PCM	kg	$m_{AK,T}$
Powierzchnia wewnętrzna pojedynczej rury ładującej	m^2	$S_{I,P1}$
Powierzchnia zewnętrzna pojedynczej rury ładującej	m^2	$S_{O,P1}$
Pole przekroju rury ładującej	cm^2	$A_{C,P1}$
Powierzchnia pojedynczego żebra rury ładującej	cm^2	$S_{\text{RAD},1}$
Całkowita powierzchnia wewnętrzna rur ładujących	m^2	$S_{I,1}$
Całkowita powierzchnia zewnętrzna rur ładujących	m^2	$S_{O,1}$
Pole powierzchni nieożebrowane rur ładujących	cm^2	$A_{NF,1}$
Pole powierzchni pod żebrami rur ładujących	cm^2	$A_{F,1}$
Powierzchnia wewnętrzna pojedynczej rury rozładowującej	m^2	$S_{I,P2}$
Powierzchnia zewnętrzna pojedynczej rury rozładowującej	m^2	$S_{O,P2}$
Pole przekroju rury ładującej	m^2	$A_{C,P2}$
Powierzchnia pojedynczego żebra rury rozładowującej	cm^2	$S_{\text{RAD},2}$
Całkowita powierzchnia wewnętrzna rur rozładowujących	m^2	$S_{I,2}$
Całkowita powierzchnia zewnętrzna rur rozładowujących	m^2	$S_{O,2}$
Pole powierzchni nieożebrowane dla rur rozładowujących	cm^2	$A_{NF,2}$
Pole powierzchni bez żeber rur rozładowujących	cm^2	$A_{F,2}$
Średnia właściwa warstwa PCM	mm	W_{PCM}
Parametry ciepłno-przepływowe (ładowanie)		
Gęstość czynnika ładującego	kg/m^3	ρ_{HTF1}
Przewodność cieplna czynnika ładującego	$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$	λ_{HTF1}

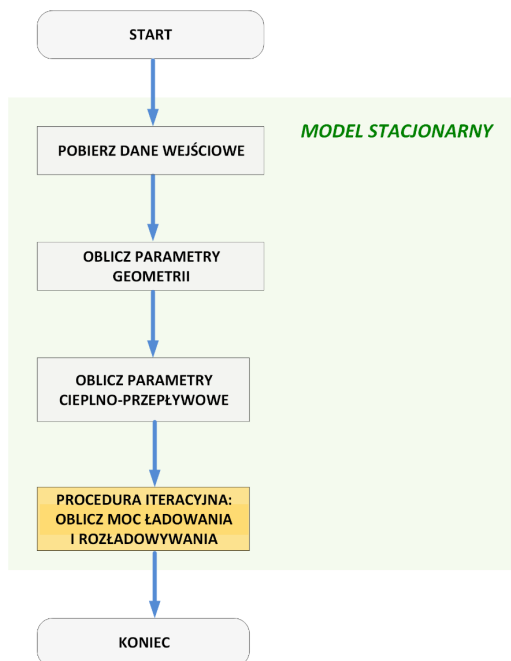
cd. tab. 4.3

Lepkość dynamiczna czynnika ładującego	Pa·s	η_{HTF1}
Lepkość kinematyczna czynnika ładującego	m ² /s	ν_{HTF1}
Parametr M żebra rury ładującej	–	$M_{\text{RAD},1}$
Sprawność żebra rury ładującej	%	$\mu_{\text{RAD},1}$
Zredukowany współczynnik przenikania ciepła	W/(m ² ·K)	$\alpha_{\text{RED},1}$
Strumień masowy w pojedynczej rurze ładującej	10 ⁻³ kg/s	$q_{m,1}$
Prędkość średnia w pojedynczej rurze ładującej	m/s	v_1
Liczba Reynoldsa w pojedynczej rurze ładującej	–	Re_1
Liczba Prandtla w pojedynczej rurze ładującej	–	Pr_1
Liczba Nusselta w pojedynczej rurze ładującej	–	Nu_1
Współczynnik wnikania ciepła czynnika ładującego	W/(m ² ·K)	α_1
Współczynnik cieplnego oporu liniowego	(m·K)/W	$R_{L,1}$
Odwrócony współczynnik cieplnego oporu liniowego	W/(m·K)	U_1
Współczynnik przenikania ciepła po stronie ładującej	W/(m ² ·K)	k_1
Temperatura medium ładującego na wylocie	°C	$T_{1,\text{out}}$
Moc pojedynczej rury ładującej	kW	$Q_{1,P}$
Całkowita moc ładowania magazynu	kW	Q_C
Pojemność cieplna magazynu	MJ	Q_{PCM}
Szacunkowy czas ładowania magazynu	min	τ_C
Parametry cieplno-przepływowe (rozładowanie)		
Gęstość czynnika rozładowującego	kg/m ³	ρ_{HTF2}
Przewodność cieplna czynnika rozładowującego	W/m·K	λ_{HTF2}
Lepkość dynamiczna czynnika rozładowującego	Pa·s	η_{HTF2}
Lepkość kinematyczna czynnika rozładowującego	m ² /s	ν_{HTF2}
Parametr M żebra rury rozładowującej	–	$M_{\text{RAD},2}$
Sprawność żebra rury rozładowującej	%	$\mu_{\text{RAD},2}$
Zredukowany współczynnik przenikania ciepła	W/(m ² ·K)	$\alpha_{\text{RED},2}$
Strumień masowy w pojedynczej rurze rozładowującej	10 ⁻³ kg/s	$q_{m,2}$
Prędkość średnia w pojedynczej rurze rozładowującej	m/s	v_2
Liczba Reynoldsa w pojedynczej rurze rozładowującej	–	Re_2
Liczba Prandtla w pojedynczej rurze rozładowującej	–	Pr_2

cd. tab. 4.3

Liczba Nusselta w pojedynczej rurze rozładowującej	–	Nu_2
Współczynnik wnikania ciepła czynnika rozładowującego	$W/(m^2 \cdot K)$	α_2
Współczynnik cieplnego oporu liniowego	$(m \cdot K)/W$	$R_{L,2}$
Odwrocony współczynnik cieplnego oporu liniowego	$W/(m \cdot K)$	U_2
Współczynnik przenikania ciepła po stronie rozładowującej	$W/(m^2 \cdot K)$	k_2
Temperatura medium rozładowującego na wylocie	$^{\circ}C$	$T_{2,out}$
Moc pojedynczej rury rozładowującej	kW	$Q_{2,P}$
Całkowita moc rozładowania magazynu	kW	Q_D
Pojemność cieplna magazynu	MJ	Q_{PCM}
Szacunkowy czas rozładowania magazynu	min	τ_D

Uogólniony schemat przedstawiający ideę procedury obliczeniowej przedstawiono na rys. 4.7, a szczegółowy opis równań wykorzystywanych w ramach procedury obliczeniowej zamieszczono w Załączniku A.



Rys. 4.7. Uogólniony schemat blokowy procedury obliczeniowej w przypadku jednowymiarowego modelu magazynu ciepła

W pierwszej części realizowanych obliczeń celem jest wyznaczenie wszystkich niezbędnych parametrów geometrii magazynu ciepła (zgodnie z tab. 4.2). Następnie są wyznaczane parametry ciepło-przepływowe (tab. 4.3), m.in. współczynnik wymiany ciepła (k) umożliwiający w dalszych krokach obliczenie strumienia ciepła przekazywanego przez rurę ładującą/rozładowującą, tj. mocy ładowania i rozładowywania.

Na tym etapie rozpoczynają się obliczenia realizowane w sposób iteracyjny – ich celem jest wyznaczenie spadku temperatury czynnika ładującego na wylocie z rury ładującej, a w konsekwencji ilości ciepła przekazanego do materiału PCM.

Pierwszy krok to określenie entalpii czynnika ładującego na wlocie do rury ładującej – w formie uogólnionej przyjmuje ona postać następującego równania:

$$H_{\text{HTF1_in}} = f(T_{\text{HTF1_in}}, p_{\text{HTF1_in}}) \quad (4.8)$$

Przedstawianą procedurę obliczeniową zaimplementowano w języku programowania Python. Środowisko języka Python jest wyposażone w odpowiednie moduły zawierające biblioteki właściwości fizycznych i termodynamicznych typowych substancji. Na przykład właściwości pary i wody wykorzystywane w ramach obliczeń realizowanych na potrzeby opisane w niniejszej pracy są zawarte w module IAPWS97 [177].

Procedura iteracyjna została przedstawiona w formie schematu blokowego na rys. 4.8.

Procedura iteracyjna – ogólnie – polega na tym, że dla zadanego kroku temperatury (T_{step}), a w rezultacie spadku temperatury na danym odcinku rury, jest obliczany strumień ciepła przekazywany od czynnika ładującego do materiału PCM. Po uwzględnieniu współczynnika liniowego oporu cieplnego wyznacza się długość odcinka rury (L_{current}) wymaganą do osiągnięcia zadanego spadku temperatury. W każdej kolejnej iteracji jest zwiększany spadek temperatury, a wymaganą do tego długość odcinka rury oblicza się ponownie. Iteracje są powtarzane, aż obliczana długość odcinka rury osiągnie rzeczywistą długość rury ($2L_{\text{SEG}}$) wynikającą z danych wejściowych.

Poszczególne etapy obliczeń realizowanych w ramach procedury iteracyjnej przedstawiono za pomocą równań (4.9)–(4.17). Wyznaczenie temperatury czynnika ładującego za odcinkiem rury:

$$t_{1,\text{out}} = t_{\text{HTF1_in}} - N_{\text{iter}} \cdot t_{\text{step}} \quad (4.9)$$

gdzie: N_{iter} – iteracja, t_{step} – krok temperaturowy.

Obliczenie różnicy temperatur między czynnikiem ładującym na wlocie a materiałem PCM:

$$\Delta t_1 = t_{1,\text{in}} - t_{\text{PCM}} \quad (4.10)$$

gdzie: Δt_1 – różnica temperatur między czynnikiem ładującym na wlocie a materiałem PCM, t_{PCM} – temperatura materiału PCM.

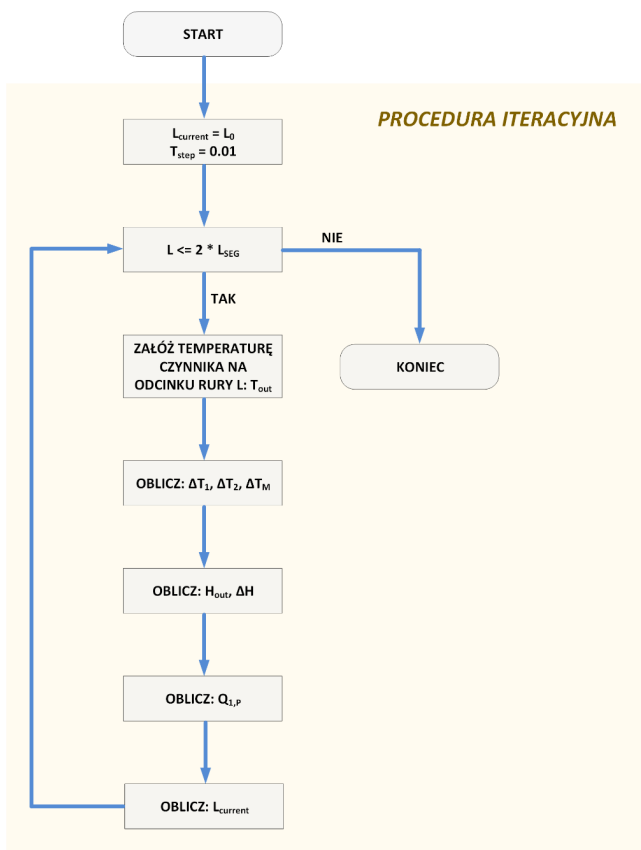
Obliczenie różnicy temperatur między czynnikiem ładującym za odcinkiem rury a materiałem PCM:

$$\Delta t_2 = t_{1,\text{out}} - t_{\text{PCM}} \quad (4.11)$$

gdzie: Δt_2 – różnica temperatur między czynnikiem ładującym za odcinkiem rury a materiałem PCM, t_{PCM} – temperatura materiału PCM.

Wyznaczenie logarytmicznej różnicy temperatur między t_1 i t_2 :

$$\Delta t_M = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} \quad (4.12)$$



Rys. 4.8. Schemat blokowy procedury iteracyjnej, dzięki której oblicza się rozkład temperatury czynnika ładującego/rozładowującego wzdłuż rury oraz ilość ciepła przekazanego do materiału PCM i od niego odebranego przez jedną rurę ładującą/rozładowującą

Wyznaczenie entalpii czynnika ładującego za odcinkiem rury:

$$H_{1,out} = f(Tt_{1,out}, p_{1,out}) \quad (4.13)$$

W rezultacie jest możliwe określenie różnicy entalpii czynnika ładującego na zadanym odcinku rury (4.14):

$$\Delta H = H_{1,in} - H_{1,out} \quad (4.14)$$

Kluczowym parametrem jest strumień ciepła przekazywany na odcinku rury ładującej:

$$\dot{Q}_{1,P} = q_{m,1} \cdot \Delta H \quad (4.15)$$

gdzie: – strumień ciepła przekazywany od czynnika ładującego do materiału PCM na odcinku rury, kW; $q_{m,1}$ – strumień masy czynnika ładującego przepływającego przez rurę, kg/s; ΔH – różnica entalpii, kJ/kg.

W ten sposób jest obliczana długość odcinka rury ($L_{current}$) odpowiadająca spadkowi temperatury czynnika ładującego od temperatury na wlocie (T_{HTF1_in}) do temperatury zadanej w danej iteracji:

$$L_{current} = 1000 \cdot \frac{\dot{Q}_{1,P}}{\Delta t_M} \quad (4.16)$$

Kolejne iteracje wykonywane są aż do momentu, w którym obliczona długość odcinka rury ładującej osiągnie długość rury wynikającą z przyjętej geometrii magazynu:

$$L = L_{current} \quad (4.17)$$

Na ostatnim etapie obliczeń są wyznaczane takie parametry, jak: moc ładowania magazynu ($\dot{Q}_C$), pojemność cieplna magazynu w obszarze przemiany fazowej (Q_{PCM}), czas ładowania (τ_C).

Moc ładowania magazynu oblicza się zgodnie ze wzorem:

$$\dot{Q}_C = N_{HTF1} \cdot \dot{Q}_{1,P} \quad (4.18)$$

W opisywanym modelu stacjonarnym pojemność cieplna magazynu jest definiowana jako ilość ciepła możliwa do zmagazynowania w materiale PCM w obszarze przemiany fazowej:

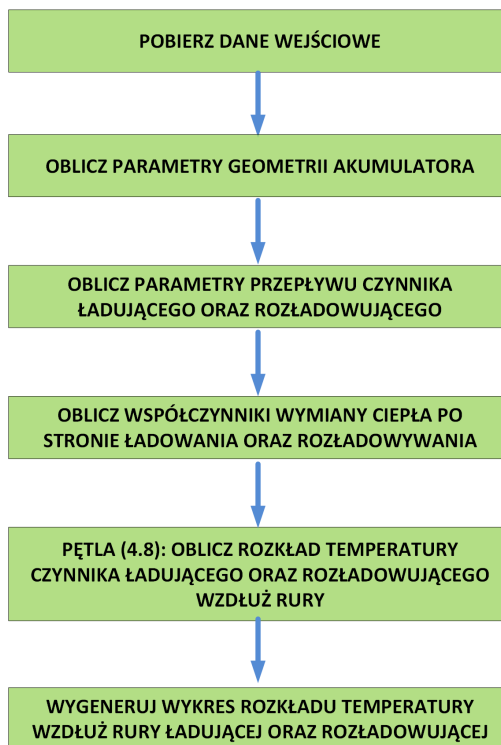
$$Q_{PCM} = m_{PCM} \cdot \Delta H_{PCM} \quad (4.19)$$

Z równań (4.18) oraz (4.19) bezpośrednio wynika czas ładowania magazynu w obszarze przemiany fazowej, czyli od momentu rozpoczęcia procesu topnienia materiału PCM do chwili jego całkowitego stopienia:

$$\tau_c = \frac{Q_{\text{PCM}}}{\dot{Q}_c} \quad (4.20)$$

W analogiczny sposób są realizowane obliczenia po stronie rozładowania magazynu ciepła. Na podstawie parametrów wejściowych (tab. 4.2) dotyczących procesu rozładowywania magazynu oblicza się parametry geometrii oraz parametry ciepło-przepływowe (tab. 4.3) zgodnie z równaniami zmodyfikowanymi odpowiednio dla części rozładowującej. Identycznie jak w przypadku strony ładującej w obliczeniach ciepło-przepływowych procesu rozładowywania jest wykorzystywana procedura iteracyjna przedstawiona na rys. 4.8.

Zastosowanie równań (4.7)–(4.20) oraz (A1)–(A45) (Załącznik A) umożliwia zdefiniowanie stacjonarnego modelu procesu ładowania i rozładowywania magazynu cie-



Rys. 4.9. Schemat blokowy algorytmu jako implementacji procedury obliczeniowej stacjonarnego modelu magazynu ciepła

pła wypełnionego materiałem PCM. W tym modelu zakłada się, że proces ładowania i rozładowywania magazynu jest procesem stacjonarnym, czyli temperatura materiału zmiennofazowego jest równa temperaturze przemiany fazowej materiału PCM, a strumienie ciepła po stronie ładowania i rozładowywania są stałe. Od strony praktycznej to oznacza, że taki stan odpowiada pracy magazynu w obszarze przemiany fazowej (przy pewnych założeniach przedstawionych na początku tego rozdziału). Implementacja modelu stacjonarnego została zrealizowana w postaci algorytmu przedstawionego w formie schematu blokowego na rys. 4.9.

Dobór i projektowanie zmiennofazowego magazynu ciepła odbywa się z założeniem, że jego punkt pracy jest w obszarze przemiany fazowej, pojemność cieplna zatem uwzględnia wyłącznie ciepło przemiany fazowej. W konsekwencji obliczenia wykonuje się tak jak dla stanu ustalonego i zastosowanie ma w tym przypadku model stacjonarny.

Ponieważ jednak rolą magazynu ciepła jest wyrównywanie wahań strumienia ciepła po stronie ładowania, model stacjonarny jest pod tym względem niewystarczający. Do realizacji obliczeń procesowych wykorzystuje się stałą wartość strumienia po stronie ładowania, dlatego że w modelu stacjonarnym z definicji nie uwzględnia się zmienności jakiegokolwiek parametru w czasie.

4.2.2 Metoda obliczeń dynamicznych (dynamiczny model magazynu ciepła)

W celu symulacji pracy magazynu ciepła w czasie z uwzględnieniem zmienności jego parametrów pracy jest konieczne zastosowanie modelu dynamicznego. Opracowano taki model, dzięki czemu była możliwa symulacja pracy magazynu zarówno w obszarze przemiany fazowej, jak i w temperaturze niższej oraz wyższej. Ogólną ideę modelu dynamicznego przedstawiono na rys. 4.3.

W algorytmie reprezentującym model dynamiczny wykorzystuje się model stacjonarny do obliczania parametrów cieplno-przepływowych w kolejnych iteracjach pętli czasowej. Schemat blokowy algorytmu realizującego procedurę obliczeniową w ramach modelu dynamicznego zaprezentowano na rys. 4.10.

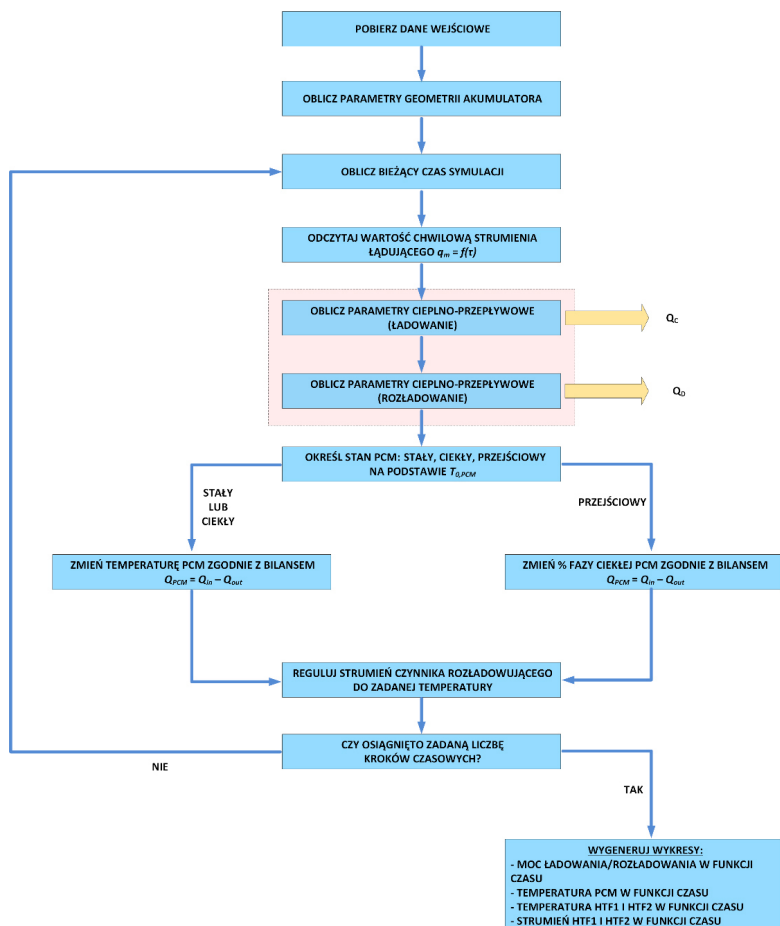
Implementacja modelu dynamicznego polega na sekwencyjnym wykonywaniu obliczeń cieplno-przepływowych w pętli czasowej, aż do momentu osiągnięcia zadanej liczby kroków czasowych. Przed rozpoczęciem realizacji instrukcji w ramach pętli czasowej algorytm pobiera wszystkie dane wejściowe (wg schematu na rys. 4.7), a następnie realizuje obliczenia geometrii i podstawowych parametrów magazynu ciepła. Na tym etapie uruchamia się pętlę czasowa – pierwszy krok to obliczenie bieżącego czasu symulacji na podstawie numeru kroku czasowego i zadanej długości kroku. W algorytmie zaimplementowano istotną funkcjonalność oznaczającą możliwość zadawania zmiennego strumienia masy czynnika ładującego. Wartości strumienia masy nie tylko mogą być zadane jako matematyczna funkcja czasu w postaci:

$$q_{m,1} = f(\tau) \quad (4.21)$$

lecz także mogą być serią danych pobieraną z pliku, które algorytm jest w stanie interpolować odpowiednio do każdego kroku w pętli czasowej.

$$\tau, q_{m,1} \quad (4.22)$$

Ta funkcjonalność jest o tyle istotna, że w warunkach rzeczywistych strumień zasilający magazyn ciepła charakteryzuje się nieregularną zmiennością, co jest niezwykle trudne lub wręcz niemożliwe do opisanego za pomocą funkcji matematycznej. W rezultacie dzięki zastosowaniu algorytmu można symulować proces ładowania magazynu ciepła czynnikiem o dowolnej zmienności.



Rys. 4.10. Schemat algorytmu, w którym jest realizowana procedura obliczeniowa dynamicznego modelu magazynu ciepła z przemianą fazową

Zgodnie z kolejnymi instrukcjami pętli czasowej wykonuje się obliczenia według modelu stacjonarnego z uwzględnieniem aktualnego stanu i zestawu parametrów pracy magazynu ciepła. Obliczenia te prowadzą do wyznaczenia parametrów cieplno-przepływowych, w szczególności mocy cieplnej po stronie ładowania oraz rozładowania. Na ich podstawie jest określana zmiana zachodząca w materiale PCM w zależności od stanu skupienia, w jakim się znajduje. Na podstawie aktualnej temperatury materiału PCM oraz udziału fazy ciekłej (γ) w instrukcji warunkowej (tab. 4.4) określa się bieżący stan skupienia materiału PCM.

Tabela 4.4. Kryteria instrukcji warunkowej określającej stan skupienia materiału PCM

Warunek	Stan skupienia materiału PCM
$t_{M,PCM} - t_{PCM} > d_{Temp}$	Stan stały
$abs(t_{PCM} - t_{M,PCM}) < d_{Temp} \text{ AND } \gamma < 1$	Stan przejściowy (przemiana fazowa)
$\gamma = 1$	Stan ciekły

gdzie: $t_{M,PCM}$ – temperatura przemiany fazowej materiału PCM, °C; t_{PCM} – aktualna temperatura materiału zmiennofazowego, °C; d_{Temp} – zakres temperatury przemiany fazowej, °C; γ – udział fazy ciekłej materiału PCM.

Przedstawiona procedura jest niezwykle istotna, ponieważ bezpośrednio dzięki niej wiadomo, jakie zjawisko będzie zachodzić w materiale PCM na skutek dostarczania do niego ciepła, czyli

$$Q_{PCM} = Q_C - Q_D \quad (4.23)$$

Jeżeli materiał PCM znajduje się w stanie stałym lub ciekłym, to dostarczenie do niego ciepła w ilości Q_{PCM} spowoduje podwyższenie jego temperatury o Δt :

$$\Delta t = \frac{Q_{PCM}}{C_{p,PCM} \cdot m_{PCM}} \quad (4.24)$$

Analogicznie: odebranie ciepła w ilości Q_{PCM} spowoduje obniżenie jego temperatury o ΔT (4.24). W przypadku natomiast, w którym materiał PCM znajduje się w stanie przejściowym, tj. w przemianie fazowej, przy założeniu izotermiczności procesu, dostarczenie do niego ciepła w ilości Q_{PCM} spowoduje zwiększenie udziału fazy ciekłej:

$$\Delta \gamma = \frac{Q_{PCM}}{\Delta H_{PCM} \cdot m_{PCM}} \quad (4.25)$$

gdzie $\Delta \gamma$ – zmiana udziału fazy ciekłej materiału PCM.

Dodatkową funkcjonalnością wprowadzoną w opisywanej implementacji modelu dynamicznego magazynu ciepła jest procedura regulacji jednego z parametrów, np. temperatury czynnika rozładowującego na wylocie z magazynu. Ta funkcjonalność nie jest niezbędna do realizacji symulacji dynamicznej magazynu, ale umożliwia symulację pracy magazynu ciepła z regulacją wybranego parametru procesowego. W związku z tym można przeprowadzić symulację różnych wariantów pracy magazynu ciepła, co odwzorowuje sposób sterowania pracą magazynu ciepła. Ze względu na opisany w niniejszej publikacji przykład zastosowania regulowanym parametrem może być temperatura czynnika rozładowującego na wylocie z magazynu.

W celu regulacji temperatury wylotowej zastosowano następującą instrukcję:

$$t_{2,out} <> t_{zad}: \\ q_{m,i+1} = q_{m,i} + q_{m,2} \cdot \log\left(\frac{t_{2,out}}{t_{zad}}\right) \quad (4.26)$$

gdzie: $t_{2,out}$ – aktualna wartość temperatury czynnika rozładowującego na wylocie z magazynu, °C; t_{zad} – zadana wartość temperatury czynnika rozładowującego na wylocie z magazynu, °C; $q_{m,i}$ – strumień masy czynnika rozładowującego magazyn ciepła, kg/s; $q_{m,i+1}$ – strumień masy czynnika rozładowującego magazyn ciepła w kolejnej iteracji, kg/s.

Po wykonaniu zadanej liczby kroków czasowych algorytm kończy wykonywanie pętli czasowej. W dalszej kolejności są generowane wykresy stanowiące charakterystyki czasowe takich parametrów, jak:

- moc ładowania i rozładowania,
- temperatura materiału zmiennofazowego,
- temperatura czynnika ładującego i rozładowującego na wylocie z magazynu,
- strumień masy czynnika ładującego i rozładowującego.

Opisana w podrozdz. 4.2 metoda obliczeniowa składa się z dwóch części. W pierwszej z nich wykorzystuje się jednowymiarowy model stacjonarny służący do wykonywania obliczeń procesowych oraz optymalizacji parametrów zmiennofazowego magazynu ciepła. W drugiej części metody obliczeniowej bazuje się na jednowymiarowym modelu dynamicznym, którego rolą jest realizacja symulacji pracy magazynu ciepła w czasie. Opracowana metoda obliczeniowa stanowi bardzo efektywne narzędzie w procesie projektowania i optymalizacji magazynu ciepła.

Należy podkreślić, że metoda ta nie ma ograniczeń związanych z gabarytami magazynu, objętością materiału zmiennofazowego, liczbą segmentów, rur etc., co pozwala na symulację pracy magazynu jako całości, bez konieczności ograniczania się do symulacji reprezentatywnego fragmentu układu. Dlatego opracowany model jednowymiarowy jest narzędziem najbardziej nadającym się do zastosowania na etapie opracowywania koncepcji magazynu, m.in. doboru jego pojemności cieplnej czy mocy ładowania/rozładowywania.

4.3. Metoda symulacji cieplno-przepływowych (numeryczny model trójwymiarowy)

Wprowadzone w modelu jednowymiarowym założenia i uproszczenia, chociaż zwiększają jego efektywność i upraszczają realizację obliczeń, ograniczają możliwości szczegółowego symulowania i optymalizacji układu wymiany ciepła między czynnikiem ładującym/rozładowującym, rurą ożebrowaną i materiałem zmiennofazowym. Do tego celu niezbędny jest trójwymiarowy, numeryczny model magazynu ciepła – dzięki niemu będzie można dokładniej odwzorować procesy cieplno-przepływowe zachodzące w zmiennofazowym magazynie ciepła.

Należy jednak podkreślić, że model trójwymiarowy ma swoje ograniczenia: jego zastosowanie nie jest w stanie zastąpić funkcjonalnością modelu jednowymiarowego. Ograniczeniem jest przede wszystkim wielkość symulowanego obiektu, symulacja zatem całości magazynu ciepła w skali rzeczywistej jest niemożliwa do zrealizowania. Konieczny jest w tym przypadku wybór reprezentatywnego fragmentu układu, który właściwie odwzorowuje procesy zachodzące w całym magazynie ciepła, a jednocześnie jego wielkość jest wystarczająco ograniczona, aby istniała możliwość jego symulacji w układzie trójwymiarowym.

W rezultacie model jednowymiarowy i numeryczny model trójwymiarowy wzajemnie się uzupełniają i stanowią wysoce efektywne narzędzie na różnych etapach projektowania i optymalizacji zmiennofazowego magazynu ciepła. Model trójwymiarowy jest cennym narzędziem do optymalizacji kluczowego elementu magazynu ciepła z przemianą fazową, jakim jest konstrukcja odpowiadająca za wymianę ciepła między czynnikiem ładującym, rurą ożebrowaną a materiałem PCM. Model trójwymiarowy ponadto stwarza możliwość symulacji rozkładu temperatury wewnątrz materiału zmiennofazowego w praktycznie każdych warunkach pracy magazynu. W rezultacie można przeprowadzić bardziej szczegółową optymalizację jego konstrukcji zapewniającą możliwie najbardziej efektywną wymianę ciepła.

Z powodu braku możliwości przeprowadzenia symulacji trójwymiarowego modelu zmiennofazowego magazynu ciepła w całości jest niezbędny wybór reprezentatywnego jego fragmentu dobrze odwzorowującego konstrukcję magazynu oraz zachodzące w nim zjawiska cieplno-przepływowe. Biorąc pod uwagę koncepcję konstrukcji magazynu (przyjętą w podrozdz. 4.2) za reprezentatywny fragment magazynu ciepła przyjęto pojedynczy segment złożony z prostopadłościennego bloku materiału PCM oraz rury ożebrowanej. Ponadto zbudowano laboratoryjny model magazynu ciepła, który ze względu na budowę może być wykorzystany do weryfikacji modelu numerycznego, co opisano w rozdz. 5.

Opracowany trójwymiarowy model numeryczny magazynu ciepła poddano walidacji na podstawie wyników pomiarów przeprowadzonych na laboratoryjnym modelu magazynu ciepła. Rolą modelu numerycznego jest odwzorowanie zachodzących w magazynu-

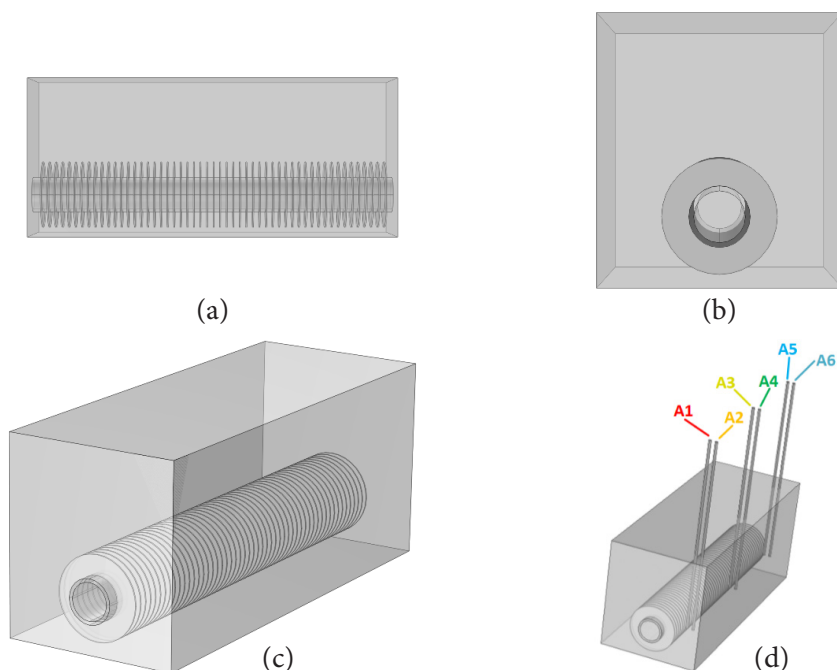
nie ciepła zjawisk ciepłno-przepływowych. W rezultacie umożliwia to analizę rozkładu parametrów ciepłno-przepływowych, np. temperatury wewnątrz magazynu, w układzie przestrzennym. Zastosowanie metody opartej na modelu jednowymiarowym, przedstawionej w podrozdz. 4.2, nie stwarza takiej możliwości.

Wnętrze laboratoryjnego magazynu ciepła wypełnionego materiałem zmiennofazowym przedstawiono na rys. 4.11.



Rys. 4.11. Wewnętrzna część laboratoryjnego magazynu ciepła wypełnionego materiałem zmiennofazowym w fazie częściowego stopienia

Na rysunku 4.12 przedstawiono natomiast trójwymiarowy model odwzorowujący geometrię laboratoryjnego magazynu ciepła (a)–(c) z zaznaczonymi punktami pomiaru temperatury A1–A6 (d).



Rys. 4.12. Trójwymiarowy model geometrii magazynu ciepła: a) widok boczny, b) widok osiowy, c) widok pod kątem, d) rozmieszczenie punktów pomiaru temperatury A1–A6

Model ten jest zbudowany z prostopadłościennego bloku materiału zmiennofazowego, w którym zanurzono rurę z przepływającym wewnątrz niej czynnikiem ładującym lub rozładowującym. Uwzględniono przy tym możliwość zastosowania rury gładkiej lub ożebrowanej, analogicznie do modelu jednowymiarowego. W modelu przewidziano także punkty rejestrowania temperatury, tak aby było możliwe porównanie wartości otrzymanych z symulacji z wynikami pomiarów na stanowisku laboratoryjnym (opisanym w rozdz. 5). Parametry wejściowe modelu zestawiono w tab. 4.5.

Tabela 4.5. Parametry wejściowe trójwymiarowego modelu magazynu ciepła

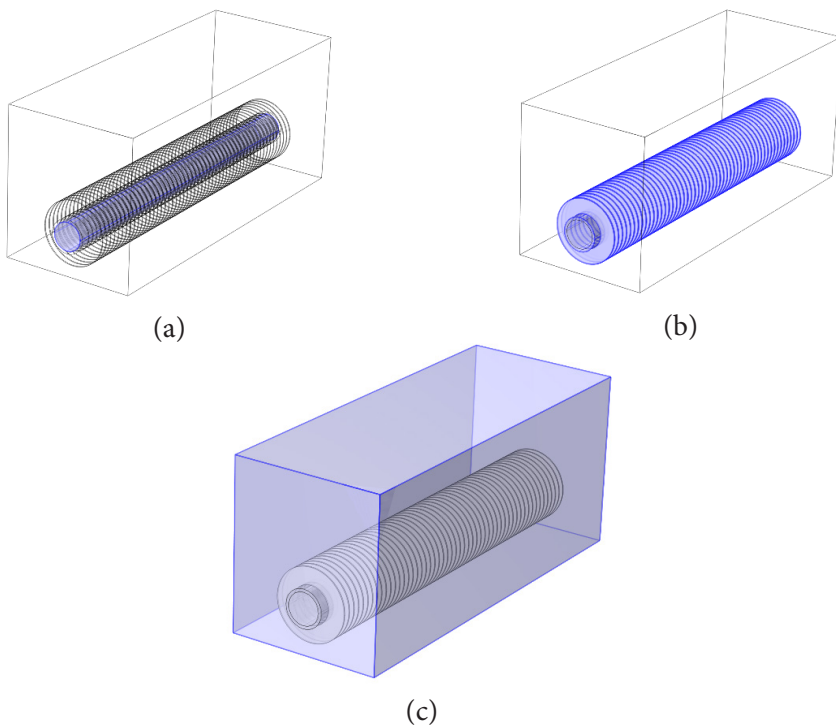
Parametr	Jednostka	Oznaczenie
Ciepło właściwe materiału żeber	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$C_{p,\text{RAD}}$
Ciepło właściwe ciekłego materiału PCM	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$C_{p,\text{PCM},L}$
Ciepło właściwe stałego materiału PCM	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$C_{p,\text{PCM},S}$
Ciepło właściwe materiału rury	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$C_{p,P}$
Średnica wewnętrzna rury	mm	D_{in}
Średnica zewnętrzna rury	mm	D_{out}
Średnica żebra	mm	D_{RAD}
Entalpia przemiany fazowej	kJ/kg	ΔH_M
Wysokość magazynu	m	H_{AK}
Głębokość zanurzenia termopar	mm	H_{TC}
Długość magazynu	m	L_{AK}
Przewodność cieplna materiału żeber	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	λ_{RAD}
Przewodność cieplna ciekłego materiału PCM	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	$\lambda_{\text{PCM},L}$
Przewodność cieplna stałego materiału PCM	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	$\lambda_{\text{PCM},S}$
Przewodność cieplna materiału rury	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	$\lambda_{\text{PCM},P}$
Liczba żeber	–	N_{RAD}
Ciśnienie powietrza na wlocie	MPa	p_{in}
Strumień powietrza na wlocie	MPa	q_m
Gęstość materiału żeber	kg/m^3	ρ_{RAD}
Gęstość materiału PCM	kg/m^3	ρ_{PCM}
Gęstość materiału rury	kg/m^3	ρ_P
Temperatura powietrza na wlocie	$^{\circ}\text{C}$	t_{in}
Temperatura początkowa	$^{\circ}\text{C}$	t_o
Grubość żebra	mm	t_{RAD}

cd. tab. 4.5

Temperatura końca przemiany fazowej	°C	$t_{M,F}$
Temperatura początku przemiany fazowej	°C	$t_{M,I}$
Temperatura pikę przemiany fazowej	°C	t_M
Szerokość magazynu	m	W_{AK}
Rozstaw żeber	mm	W_{RAD}

W laboratoryjnym modelu magazynu ciepła wymiana ciepła zachodzi między czynnikiem przepływającym wewnątrz rury, materiałem rury i żeber oraz materiałem zmiennofazowym. Dlatego w celu odwzorowania zjawisk zachodzących w laboratoryjnym modelu magazynu ciepła model numeryczny składał się z trzech domen reprezentujących poszczególne elementy magazynu:

- czynnika przepływającego wewnątrz rury (rys. 4.13a),
- rury ożebrowanej (rys. 4.13b),
- materiału zmiennofazowego (rys. 4.13c).



Rys. 4.13. Domeny trójwymiarowego modelu magazynu ciepła:

- a) domena czynnika przepływającego wewnątrz rury, b) domena rury ożebrowanej,
c) domena materiału zmiennofazowego

Ponieważ w trakcie procesu ładowania magazynu ciepła czynnik przepływający wewnątrz rury ulega schłodzeniu, do opisu zjawiska przepływu płynu ze zmianą temperatury niezbędne jest zastosowanie modelu nieizotermicznego przepływu płynu z wymianą ciepła. W przypadku laboratoryjnego magazynu ciepła czynnikiem przepływającym wewnątrz rury było powietrze. Spośród wielu numerycznych modeli przepływu płynu w rozpatrywanym modelu magazynu ciepła zastosowano model $k-\varepsilon$ [178, 179] opisany szerzej w publikacjach [180–184]. To powszechnie znany model opisujący przepływ turbulentny uznawany za wystarczająco dokładny w typowych zastosowaniach [185–187]. W analizowanym przypadku przepływu płynu przez rurę stosunkowo niski stopień złożoności układu powoduje, że zastosowanie innych – bardziej zaawansowanych modeli przepływu płynu nie jest celowe. Ponadto celem symulacji realizowanych z wykorzystaniem modelu magazynu ciepła nie jest stricte szczegółowa analiza przepływu płynu wewnątrz rury, a przede wszystkim proces wymiany ciepła pod wpływem przepływu czynnika roboczego.

Przepływ płynu odnoszący się do modelu przepływu jednofazowego opisano za pomocą równań (4.27)–(4.29). Model zawiera równanie ciągłości przepływu (4.71), równanie równowagi sił wynikające z 2. zasady dynamiki Newtona (4.72) i wyrażenie na energię w układzie (4.73):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (4.27)$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{F} \quad (4.28)$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \right) = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \bigg|_p \left(\frac{\partial p}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) p \right) + \dot{Q} \quad (4.29)$$

gdzie: ρ – gęstość płynu, kg/m^3 ; $\mathbf{u}$ – wektor prędkości płynu, m/s ; p – ciśnienie płynu, Pa ; $\boldsymbol{\tau}$ – tensor sił lepkości, Pa ; $\mathbf{F}$ – tensor sił objętościowych, N/m^3 ; C_p – ciepło właściwe, $\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$; T – temperatura, K ; $\mathbf{q}$ – wektor kierunku wymiany ciepła, W/m^2 ; $\dot{Q}$ – objętościowy strumień ciepła, W/m^3 ; $\mathbf{S}$ – tensor sił bezwładności, 1/s .

Drugim procesem zachodzącym w trakcie ładowania/rozładowywania zmiennofazowego magazynu ciepła oprócz przepływu płynu jest wymiana ciepła między czynnikiem roboczym (przepływającym płynem) a materiałem zmiennofazowym. W materiale PCM, co istotne, zachodzi dodatkowo przemiana fazowa, podczas której materiał przechodzi z fazy stałej do fazy ciekłej (ładowanie magazynu) lub odwrotnie (rozładowanie). Wymiana ciepła w materiale rury ożebrowanej odbywa się przez przewodzenie ciepła. Do opisu tego zjawiska jest zatem konieczny model wymiany ciepła przez przewodzenie.

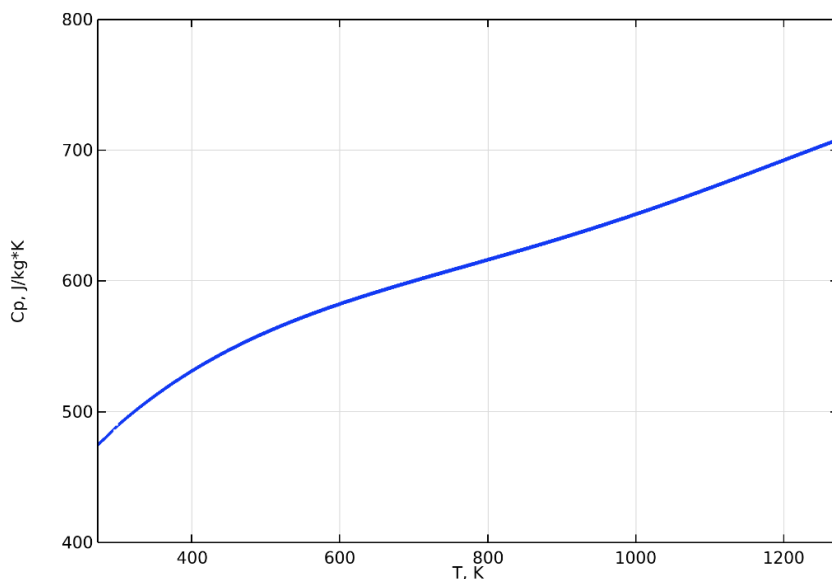
Pojemność cieplną materiału w danej temperaturze wyznaczyć można z następującego równania [33, 39]:

$$H_{\text{PCM}} = h_{\text{ref}} + \int_{t_{\text{ref}}}^t C_p dT + \Delta H_{\text{PCM}} \quad (4.30)$$

gdzie: H_{PCM} – entalpia materiału w danej temperaturze, kJ/kg; h_{PCM} – entalpia (funkcja temperatury), kJ/kg; ΔH_{PCM} – pojemność cieplna materiału, kJ/kg; h_{ref} – entalpia standardowa (referencyjna, odniesienia), kJ/kg; t_{ref} – temperatura standardowa (referencyjna, odniesienia), °C; C_p – ciepło właściwe materiału, J/(kg·K).

Ilość ciepła zmagazynowana w określonej ilości materiału zmiennofazowego wynika więc z pojemności cieplnej (ΔH_{PCM}). Zgodnie z równaniem (4.29) o pojemności cieplnej decyduje ciepło właściwe (C_p) w funkcji temperatury (T). W przypadku materiałów, które nie ulegają przemianom fazowym pod wpływem zmiany temperatury, ich ciepło właściwe jest monotoniczną funkcją temperatury – w niektórych przypadkach traktowaną nawet jako wartość stała.

Przykład monotonicznej funkcji ciepła właściwego (C_p) stali 316L w zależności od temperatury zamieszczono na rys. 4.14. W prezentowanym zakresie temperatury stal 316L nie ulega przemianom fazowym, czyli funkcja ma charakter monotoniczny. Taka charakterystyka funkcji C_p umożliwia definiowanie funkcji reprezentującej ciepło właściwe w postaci dopasowanej funkcji algebraicznej lub interpolacji serii danych ($y = C_p$, $x = T$).



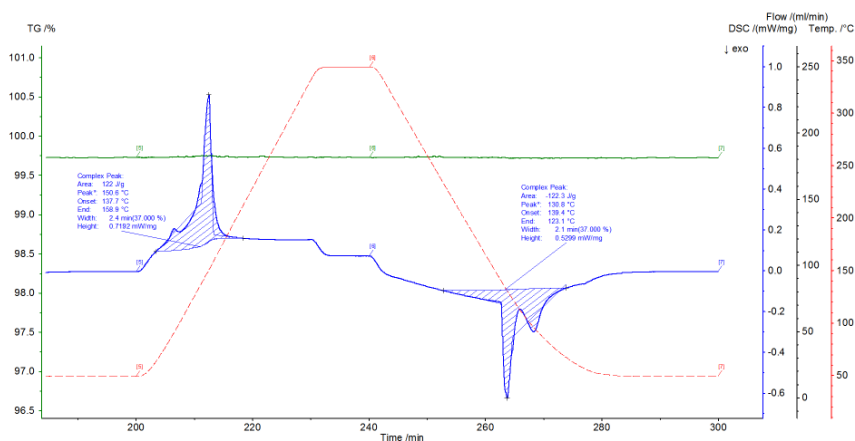
Rys. 4.14. Funkcja ciepła właściwego (C_p) stali 316L w zależności od temperatury

Inaczej jest w ówczas, gdy w rozpatrywanym zakresie temperatury materiał ulega procesowi przemiany fazowej. Ze względu na bardzo dużą wartość ciepła przemiany fazowej w porównaniu do ciepła właściwego w zakresie przemiany fazowej pojawia się nieciągłość funkcji C_p oraz pik reprezentujący zwiększoną pojemność cieplną materiału. W tej sytuacji zamiast jednej krzywej C_p wyróżnić można trzy obszary:

- obszar krzywej C_p w przypadku fazy stałej i temperaturze poniżej przemiany fazowej,
- obszar przemiany fazowej,
- obszar krzywej C_p w przypadku fazy ciekłej i temperaturze powyżej przemiany fazowej.

Obszary te odpowiadają odpowiednim komponentom w równaniach (4.4)–(4.6).

Dowodem na prawdziwość opisanych zależności jest wynik pomiaru właściwości termofizycznych materiału zmiennofazowego metodą DSC–TGA. Krzywa niebieska to pomiar DSC odpowiadający efektywnej pojemności cieplnej. Pik po stronie lewej odpowiada procesowi przemiany fazowej ciało stałe–ciecz (topnienia), a pik po stronie prawej to proces odwrotny. Zakreślony obszar powierzchni pod pikiem odpowiada wartości ciepła przemiany fazowej.



Rys. 4.15. Przykładowa charakterystyka właściwości termofizycznych materiału zmiennofazowego metodą DSC–TGA; krzywa niebieska – pomiar DSC, krzywa czerwona – temperatura, krzywa zielona – pomiar TGA

W rezultacie zamiast ciepło właściwe (C_p) stosuje się termin efektywna pojemność cieplna stanowiąca funkcję integrującą ciepło właściwe i ciepło przemiany fazowej. Implementację przedstawionego rozwiązania w trójwymiarowym modelu laboratoryjnym magazynu ciepła zrealizowano w dwóch wariantach:

- 1) wykorzystującym model przemiany fazowej zaimplementowany w module Heat Transfer pakietu COMSOL Multiphysics,
- 2) wykorzystującym autorską metodę interpolowanej efektywnej pojemności cieplnej opartej na właściwościach termofizycznych materiału zmiennofazowego uzyskanych z pomiarów DSC–TGA.

4.3.1 Model przemiany fazowej z modułu Heat Transfer (COMSOL Multiphysics)

Model przemiany fazowej jest zaimplementowany domyślnie w module Heat Transfer pakietu COMSOL Multiphysics.

Ilość zmagazynowanego ciepła można wyrazić równaniem [33, 39]:

$$\Delta H_{\text{PCM}} = \theta_L \cdot L_{\text{PCM}} \quad (4.31)$$

gdzie: L_{PCM} – ciepło przemiany fazowej, kJ/kg; θ_L – udział fazy ciekłej w rozpatrywanej ilości materiału zmiennofazowego.

Udział fazy ciekłej jest określony warunkami, które przedstawiono w tab. 4.6 [39].

Tabela 4.6. Warunki determinujące udział fazy ciekłej

Warunek	Udział fazy ciekłej
$T < T_S$	$\theta_L = 0$
$T > T_L$	$\theta_L = 1$
$T_S < T < T_L$	$\theta_L = \frac{T - T_S}{T_L - T_S}$

T_L – temperatura końca procesu przemiany fazowej ciało stałe–ciecz, K; T_S – temperatura końca procesu przemiany fazowej ciecz–ciało stałe, K; T – temperatura materiału PCM, K.

Mają one podobny sens fizyczny do warunków determinujących stan skupienia materiału PCM w przypadku modelu jednowymiarowego (por. tab. 4.4). O ile jednak w stosunkowo prostym modelu jednowymiarowym zakłada się równomierny rozkład temperatury w materiale zmiennofazowym, o tyle w przypadku modelu trójwymiarowego takie założenie jest niewystarczające, ponieważ nie zapewnia dostatecznej zbieżności energii. W przypadku procesu jak przemiana fazowa wzór określający wymianę ciepła przyjmuje postać:

$$\rho_{\text{PCM}} C_{p,\text{PCM}} \frac{\partial T}{\partial \tau} \cdot \nabla T + \nabla \cdot (-\lambda \nabla T) = 0 \quad (4.32)$$

gdzie: ρ_{PCM} – gęstość materiału zmiennofazowego, kg/m^3 ; $C_{p,\text{PCM}}$ – ciepło właściwe materiału PCM, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; λ – przewodność cieplna materiału PCM, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$.

Ciepło właściwe materiału zmiennofazowego musi uwzględniać zmianę jego właściwości termofizycznych w zależności od stanu skupienia:

$$C_{p,\text{PCM}} = \theta_S C_{p,S} + \theta_L C_{p,L} + L_{1 \rightarrow 2} \frac{\partial \alpha_m}{\partial T} \quad (4.33)$$

gdzie: θ_S – udział fazy stałej w rozpatrywanej ilości materiału zmiennofazowego; θ_L – udział fazy ciekłej w rozpatrywanej ilości materiału zmiennofazowego; $C_{p,S}$ – ciepło właściwe fazy stałej materiału PCM, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; $C_{p,L}$ – ciepło właściwe fazy ciekłej materiału PCM, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; $L_{1 \rightarrow 2}$ – entalpia przemiany fazowej, kJ/kg ; T – temperatura, K .

Analogicznie: uwzględnienie postępu procesu przemiany fazowej opisuje zależność

$$\alpha_m = \frac{1 \theta_L - \theta_S}{2 \theta_S + \theta_L} \quad (4.34)$$

a wyznaczanie przewodności cieplnej układu złożonego z fazy stałej i ciekłej:

$$\lambda = \theta_S \lambda_S + \theta_L \lambda_L \quad (4.35)$$

gdzie: λ_S – przewodność cieplna fazy stałej materiału PCM; λ_L – przewodność cieplna fazy ciekłej materiału PCM.

Dodatkowym warunkiem, zgodnie z którym suma udziału fazy stałej oraz fazy ciekłej wynosi 1, jest wyrażenie:

$$\theta_S + \theta_L = 1 \quad (4.36)$$

Zależności (4.32)–(4.36) opisują jednak wyłącznie wymianę ciepła na drodze przewodzenia. Ze względu na to, że przemiana fazowa ciało stałe–ciecz skutkuje powstawaniem płynu, oraz ze względu na występowanie w materiale PCM gradientów temperatury – w fazie ciekłej zachodzi zjawisko konwekcji swobodnej. Jego przyczyną jest zmiana gęstości ciekłego materiału PCM w zależności od temperatury, a opisuje je równanie Boussinesqa:

$$(\rho_{\text{PCM}} - \rho_0) \cdot g \approx -\rho_0 \cdot \beta_T \cdot (T - T_0) \cdot g \quad (4.37)$$

gdzie: ρ_0 – początkowa gęstość materiału PCM w fazie ciekłej, kg/m^3 ; T_0 – temperatura odniesienia, K; β_T – współczynnik ekspansji cieplnej materiału PCM, $1/\text{K}$.

W rezultacie proces wymiany ciepła w materiale PCM charakteryzują zależności [33, 39]:

$$\rho_{\text{PCM}} C_{p,\text{PCM}} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_{p,\text{PCM}} u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = \dot{Q} \quad (4.38)$$

$$q = -k_{\text{PCM}} \nabla T \quad (4.39)$$

Wymiana ciepła w czynniku roboczym (*heat transfer fluid*; HTF) opisana jest z kolei równaniem:

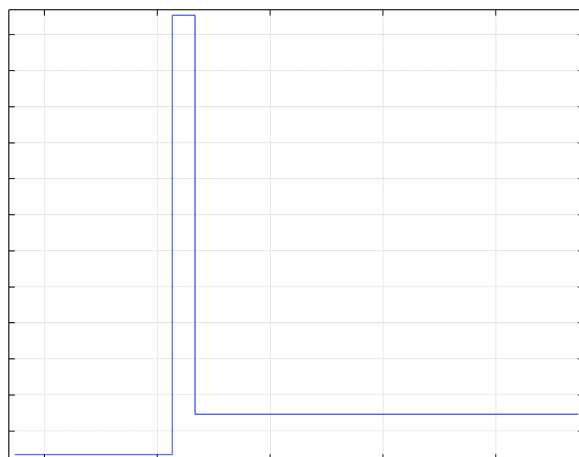
$$\rho_{\text{HTF}} C_{p,\text{HTF}} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_{p,\text{HTF}} u_{\text{HTF}} \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = \dot{Q} \quad (4.40)$$

gdzie: $C_{p,\text{HTF}}$ – ciepło właściwe czynnika roboczego, $\text{J/kg}\cdot\text{K}$; ρ_{HTF} – gęstość czynnika roboczego, kg/m^3 ; u_{HTF} – wektor prędkości przepływu czynnika roboczego, m/s ; q – objętościowy strumień ciepła, W/m^3 .

4.3.2 Metoda interpolowanej efektywnej pojemności cieplnej (DSC–TGA)

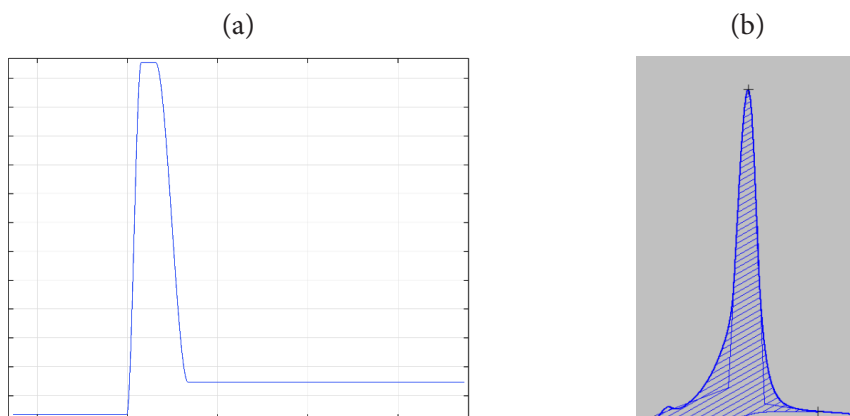
Opisany w podrozdz. 4.3.1 model wymiany ciepła uwzględniający proces przemiany fazowej opiera się na założeniu, że przemiana fazowa zachodzi w określonym zakresie temperatury i nie jest procesem izotermicznym, co odzwierciedla rzeczywiste warunki procesu przemiany fazowej. To założenie stanowi również podstawę klasycznej metody efektywnej pojemności cieplnej [188, 189], która zgodnie z badaniami przeprowadzonymi przez A. Rozenfelda [190] najdokładniej w porównaniu do innych metod odwzorowuje proces przemiany fazowej.

Analizując przebieg krzywej DSC w obszarze przemiany fazowej (rys. 4.15), można jednak zauważyć, że pik związany z przemianą fazową materiału ma „ostry” kształt, a nie prostokątny, jak mogłoby to wynikać z założenia, że proces ten zachodzi równomiernie w określonym zakresie temperatury (rys. 4.16).



Rys. 4.16. Przykładowa charakterystyka efektywnej pojemności cieplnej materiału zmiennofazowego w wariantcie uproszczonym (bez interpolacji)

W niniejszej publikacji zaproponowano metodę umożliwiającą dokładniejsze odwzorowanie procesu przemiany fazowej. W tym celu dostosowano charakterystykę krzywej efektywnej pojemności cieplnej w obszarze przemiany fazowej do krzywej DSC. Polegało to na wygładzeniu krzywej efektywnej pojemności cieplnej w przejściu fazowym, która pierwotnie miała postać jak na rys. 4.16. W rezultacie otrzymano ostatecznie interpolowaną krzywą efektywnej pojemności cieplnej (rys. 4.17).



Rys. 4.17. Przykładowa charakterystyka efektywnej pojemności cieplnej materiału zmiennofazowego: a) po procedurze interpolacji, b) rzeczywista krzywa DSC w zakresie przemiany fazowej

Przedstawiona charakterystyka uzyskiwana jest przez interpolację funkcji typu „*piecwise*” uwzględniającej właściwości termofizyczne materiału zmiennofazowego, tj. entalpię przemiany fazowej, temperaturę przemiany fazowej oraz temperaturę początku i końca przemiany fazowej. Przykładowe parametry funkcji w przypadku materiału zmiennofazowego Hitec, wyznaczone z wykorzystaniem równania (4.5), zostały zamieszczone w tab. 4.7.

Tabela 4.7. Parametry funkcji typu „*piecwise*” opisującej efektywną pojemność cieplną materiału zmiennofazowego

Zakres temperatury, °C	Efektywna pojemność cieplna, kJ/kg·K
< 140	1,17
140–160	7,27
> 160	1,73

Parametry funkcji efektywnej pojemności cieplnej wynikają z właściwości termofizycznych materiału zmiennofazowego, które są wyznaczane na podstawie pomiarów wykonanych techniką DSC–TGA. Procedurę pomiarową opisano w rozdz. 3. W przypadku prezentowanego materiału zmiennofazowego Hitec temperatura początku przemiany fazowej wynosi 140°C, a temperatura końca przemiany fazowej – 160°C. Ciepło właściwe fazy stałej to 1,17 kJ/kg·K, fazy ciekłej natomiast – 1,73 kJ/kg·K. Pojemność cieplną w obszarze przejścia fazowego określono na podstawie zależności (4.5). W ten sposób wyznaczoną funkcję poddano interpolacji w celu dokładniejszego odwzorowania kształtu piku przemiany fazowej. W tym celu wykorzystano zaimplementowaną w oprogramowaniu COMSOL funkcję wygładzającą (*smoothing*) opartą na pochodnej drugiego rzędu (*second order derivative*).

Oprócz opisanego wcześniej modelu magazynu laboratoryjnego w analogiczny sposób zbudowano trójwymiarowy model fragmentu magazynu ciepła w skali pilotażowej. Ze względu na opisane w tym rozdziale ograniczenia został wybrany reprezentatywny segment pilotażowego magazynu ciepła (rys. 4.4, 4.5). Parametry oraz warunki brzegowe w przypadku modelu segmentu magazynu pilotażowego były analogiczne do modelu magazynu laboratoryjnego. Wyjątek stanowiły, co oczywiste, parametry geometrii i czynniki robocze. Parametry geometrii magazynu pilotażowego zamieszczono w tab. 4.2 i tab. 4.3, a magazynu laboratoryjnego – w tab. 4.5. Czynniki robocze obu modeli magazynów zamieszczono natomiast w tab. 4.8.

Tabela 4.8. Zestawienie czynników roboczych w przypadku magazynu laboratoryjnego i pilotażowego

Model magazynu	laboratoryjny	pilotażowy
Czynnik ładujący	powietrze	para wodna
Czynnik rozładowujący	powietrze	woda

Charakterystyczne cechy modelu jednowymiarowego i trójwymiarowego zestawiono w tab. 4.9.

Tabela 4.9. Najważniejsze cechy jednowymiarowego i trójwymiarowego modelu magazynu ciepła z przemianą fazową

Cecha	Model jednowymiarowy	Model trójwymiarowy
Możliwość modelowania całości magazynu ciepła	TAK	NIE
Możliwość szybkiego, kompleksowego obliczenia parametrów procesowych magazynu ciepła w różnych warunkach	TAK	NIE
Możliwość optymalizacji parametrów procesowych magazynu ciepła zgodnie z zadaniem kryterium	TAK	NIE
Możliwość szczegółowego modelowania wymiany ciepła między czynnikiem ładującym a materiałem PCM	NIE	TAK
Możliwość analizowania przestrzennego rozkładu, np. temperatury, strumienia ciepła, postępu przemiany fazowej	NIE	TAK
Możliwość szczegółowej oceny wpływu konstrukcji segmentu na proces wymiany ciepła oraz jego optymalizacji	NIE	TAK

5. Weryfikacja metody w skali laboratoryjnej

Wprowadzenie

W rozdziale 4 przedstawiono modele dwóch magazynów ciepła z przemianą fazową. Pierwszy z nich to magazyn w skali laboratoryjnej odwzorowany za pomocą trójwymiarowego modelu numerycznego. Drugi – magazyn ciepła w skali pilotażowej, w tym przypadku został opracowany model jednowymiarowy w wariancie stacjonarnym i dynamicznym.

W niniejszym rozdziale skoncentrowano się na wynikach symulacji procesów ciepłono-przepływowych w akumulatorze laboratoryjnym, a także ich weryfikacji na podstawie wyników pomiarów wykonanych na specjalnie do tego zaprojektowanym i zbudowanym stanowisku laboratoryjnym. Przeprowadzone zostały cykliczne badania ładowania oraz rozładowywania magazynu ciepła wypełnionego trzema typami materiału zmienno-fazowego: parafiną RT-82 (materiał niskotemperaturowy), mieszaniną soli Hitec (materiał średnotemperaturowy) oraz solą NaNO_3 (materiał wysokotemperaturowy) przy różnych wartościach strumienia powietrza. Wszystkie te badania powtórzono ponadto dla różnych wariantów układu wymiany ciepła. Procedura badawcza obejmowała następujące etapy zrealizowane przy różnych wartościach strumienia powietrza:

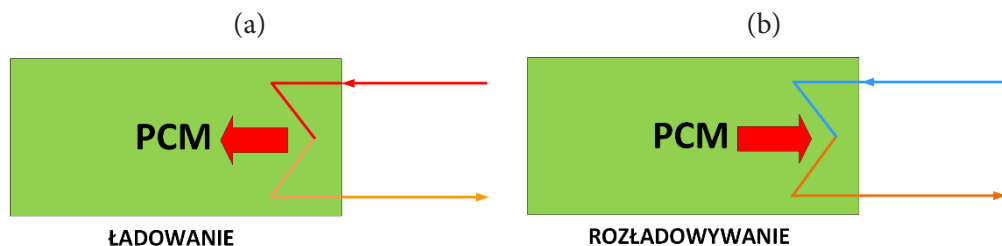
- ładowanie i rozładowywanie magazynu ciepła wypełnionego parafiną RT-82,
- ładowanie i rozładowywanie magazynu ciepła wypełnionego solą Hitec,
- ładowanie i rozładowywanie magazynu ciepła wypełnionego solą NaNO_3 ,

5.1. Idea praktycznego wykorzystania przemiany fazowej do akumulacji ciepła

Podstawy teoretyczne procesu przemiany fazowej, a w szczególności wykorzystania zwiększonej pojemności cieplnej materiału w obszarze przejścia fazowego, opisano w rozdz. 4. Praktyczne rozwiązywanie budowy i funkcjonowania zmiennofazowego akumulatora ciepła może być poprowadzone w dwóch wariantach:

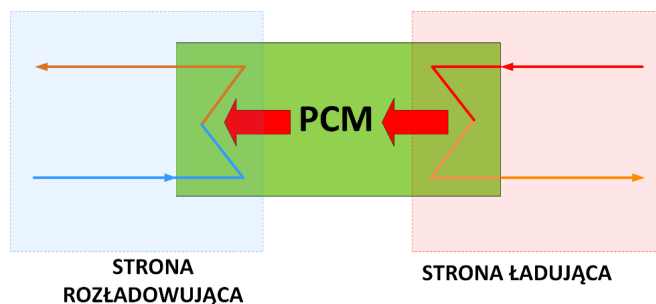
- 1) z pojedynczym układem wymiany ciepła między czynnikiem roboczym a materiałem PCM (rys. 5.1),

- 2) z dwoma niezależnymi układami wymiany ciepła – oddzielnymi dla czynnika ładującego i dla czynnika rozładowującego (rys. 5.2).



Rys. 5.1. Schemat ideowy zmiennofazowego akumulatora ciepła z pojedynczym układem wymiany ciepła między czynnikiem roboczym a materiałem PCM:

a) proces ładowania, b) proces rozładowywania



Rys. 5.2. Schemat ideowy akumulatora ciepła z dwoma niezależnymi układami wymiany ciepła – oddzielnymi dla czynnika ładującego i rozładowującego

Generalna różnica między przedstawionymi wariantami polega na możliwości niezależnego ładowania i rozładowywania akumulatora (rys. 5.2 – wariant 2.) lub braku takiej możliwości (rys. 5.1 – wariant 1.). Oznacza to w praktyce, że w przypadku wariantu 2. akumulator ciepła może być jednocześnie ładowany i rozładowywany, w wariantcie 1. takiej możliwości nie ma. Wariant 2. jest ponadto korzystniejszy, gdy czynnik ładujący i rozładowujący znacząco różnią się właściwościami fizycznymi, np. jeden z nich jest gazem, a drugi cieczą. Ze względu na to, że układy, przez które przepływa każdy z czynników, są niezależne, mogą być też lepiej dostosowane do charakteru przepływu czynnika, m.in. pod względem doboru średnic czy powierzchni wymiany ciepła. W konsekwencji jest możliwe zaprojektowanie układu w taki sposób, aby strumienie ciepła po stronie ładowania i rozładowywania były od siebie niezależne. Wadą wariantu 2. jest większy stopień rozbudowania układu wymiany ciepła i jego większa objętość, a w rezultacie mniejsza objętość materiału zmiennofazowego wypełniającego akumulator ciepła.

Prostszy konstrukcyjnie wariant 1. został zastosowany na stanowisku laboratoryjnym z akumulatorem ciepła, w którego przypadku nie było potrzeby, żeby ładowanie

i rozładowywanie odbywało się jednocześnie. Inaczej jest z akumulatorem ciepła w skali pilotażowej, przeznaczonym do funkcjonowania w warunkach rzeczywistych, w którego przypadku jednoczesne ładowanie i rozładowywanie ma stanowić niezbędną funkcjonalność.

5.2. Stanowisko badawcze w skali laboratoryjnej

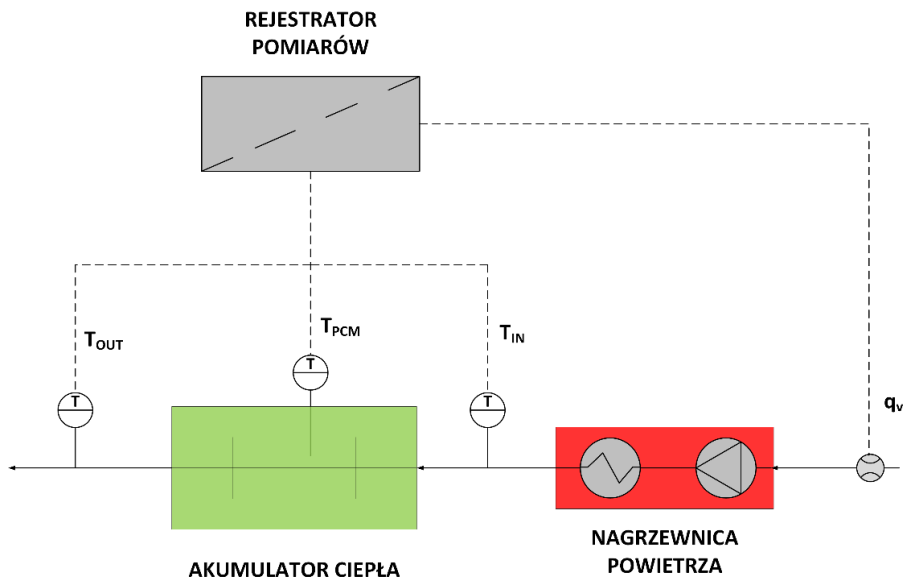
Stanowisko badawcze ze zmiennofazowym akumulatorem ciepła zostało zaprojektowane oraz zbudowane tak, żeby umożliwić:

- badanie procesu ładowania i rozładowywania akumulatora ciepła z przemianą fazową do 400°C,
- wymianę materiału zmiennofazowego,
- stosowanie różnych typów materiałów zmiennofazowych, np. parafin, soli nieorganicznych i ich mieszanin,
- zmianę układu wymiany ciepła na inny, ze zmienioną konstrukcją, a także materiałem,
- regulację strumienia i temperatury czynnika ładującego/rozładowującego,
- wykonywanie pomiarów i rejestrowanie temperatury czynnika na wlocie i wylocie z akumulatora ciepła oraz rozkład temperatury wewnątrz materiału zmiennofazowego.

Schemat ideowy stanowiska badawczego zamieszczono na rys. 5.3. Stanowisko laboratoryjne składa się z akumulatora ciepła wypełnionego materiałem zmiennofazowym, elektrycznej nagrzewnicy powietrza, rejestratora pomiarów zintegrowanego z układem automatyki, zestawu czujników temperatury i z przepływomierza. Szczegółowe parametry poszczególnych elementów i urządzeń wchodzących w skład stanowiska badawczego przedstawiono w tab. 5.1.

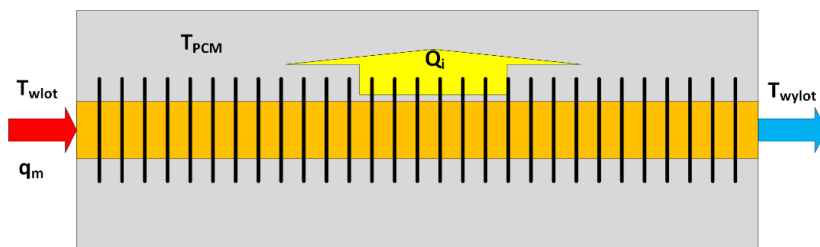
Tabela 5.1. Parametry poszczególnych elementów i urządzeń wchodzących w skład stanowiska badawczego

Element stanowiska badawczego	Parametry
Nagrzewnica powietrza	Leister, model Mistral 6, moc maksymalna: 4,5 kW, temperatura maksymalna: 650°C
Przepływomierz powietrza	Aalborg, model GFM67, zakres pomiarowy: 0–500 dm ³ /min, ciśnienie maksymalne: 3400 kPa
Czujniki temperatury	Termopary typ J, T-208p, Temperatura maksymalna: 800°C, klasa 1



Rys. 5.3. Schemat stanowiska badawczego w skali laboratoryjnej

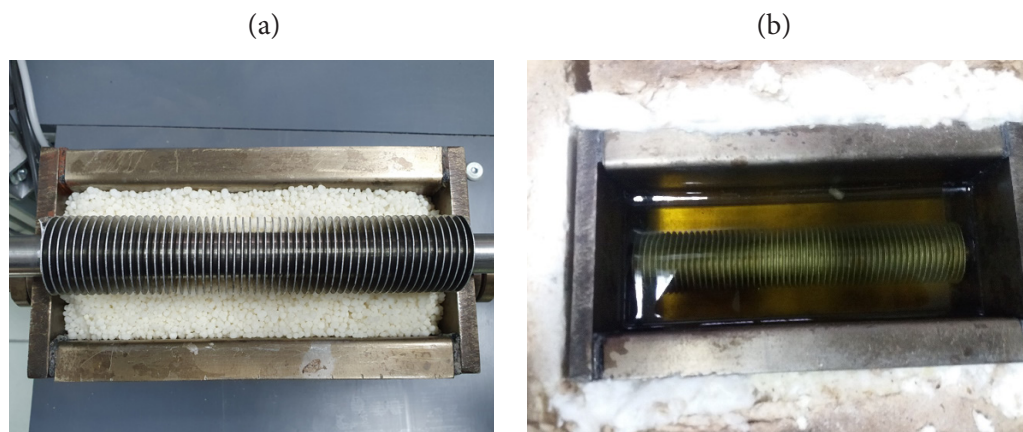
Zgodnie z przyjętymi wytycznymi w kwestii wymiany ciepła w akumulatorze z materiałem zmiennofazowym zastosowano pojedynczy układ wymiany ciepła w postaci rury uźebrowanej zanurzonej w materiale PCM. Schemat ideowy wymiany ciepła w akumulatorze laboratoryjnym został zamieszczony na rys. 5.4.



Rys. 5.4. Schemat ideowy przekazywania ciepła w akumulatorze w trakcie procesu ładowania

W praktyce laboratoryjny akumulator ciepła jest zbudowany z prostopadłościennego zbiornika stalowego (SS316L), w którym umieszczono rurę ożebrowaną. Zbiornik wypełniono materiałem zmiennofazowym (rys. 5.5).

Szczegółowe parametry geometrii stanowiska ze zmiennofazowym akumulatorem ciepła w skali laboratoryjnej zamieszczono w tab. 5.2.

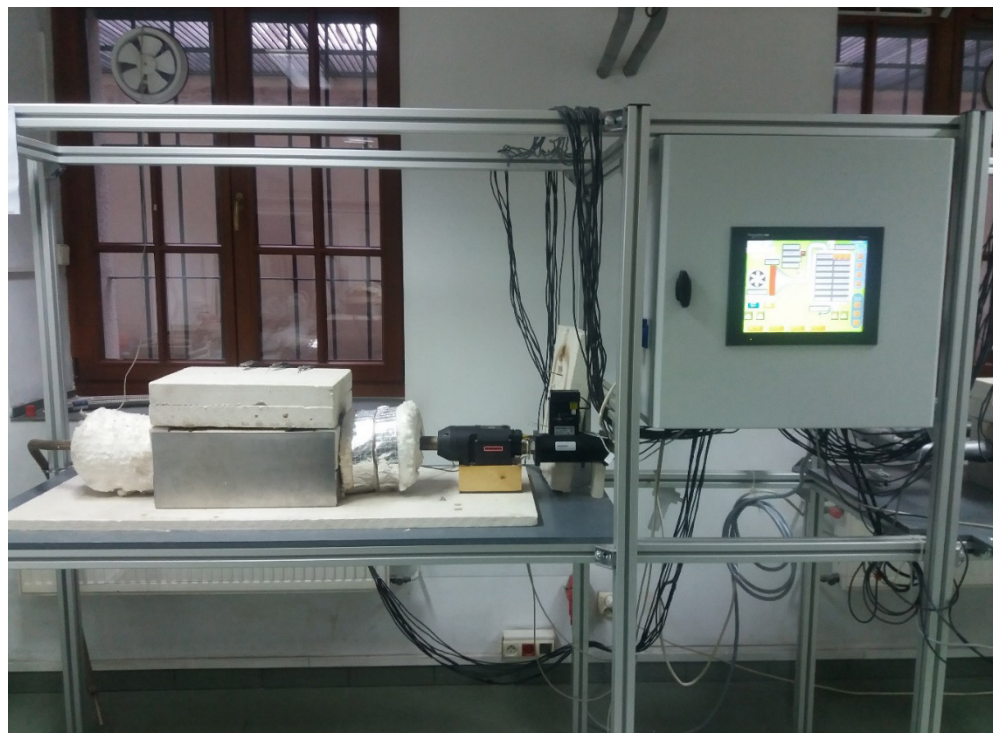


Rys. 5.5. Laboracyjny akumulator ciepła: a) wypełniony materiałem PCM i rura ożebrowana, b) z zainstalowaną rurą ożebrowaną i stopionym materiałem PCM

Tabela 5.2. Szczegółowe parametry geometrii laboratoryjnego akumulatora ciepła

Parametr	Jednostka	Wartość
Szerokość akumulatora	mm	76
Długość akumulatora	mm	197
Wysokość akumulatora	mm	85
Wysokość osadzenia rury	mm	63
Szerokość osadzenia rury	mm	38
Wewnętrzna średnica rury	mm	16
Zewnętrzna średnica rury	mm	19
Średnica żeber	mm	36
Grubość żebra	mm	0,6
Liczba żeber	–	56
Odstęp między żebrami	mm	3

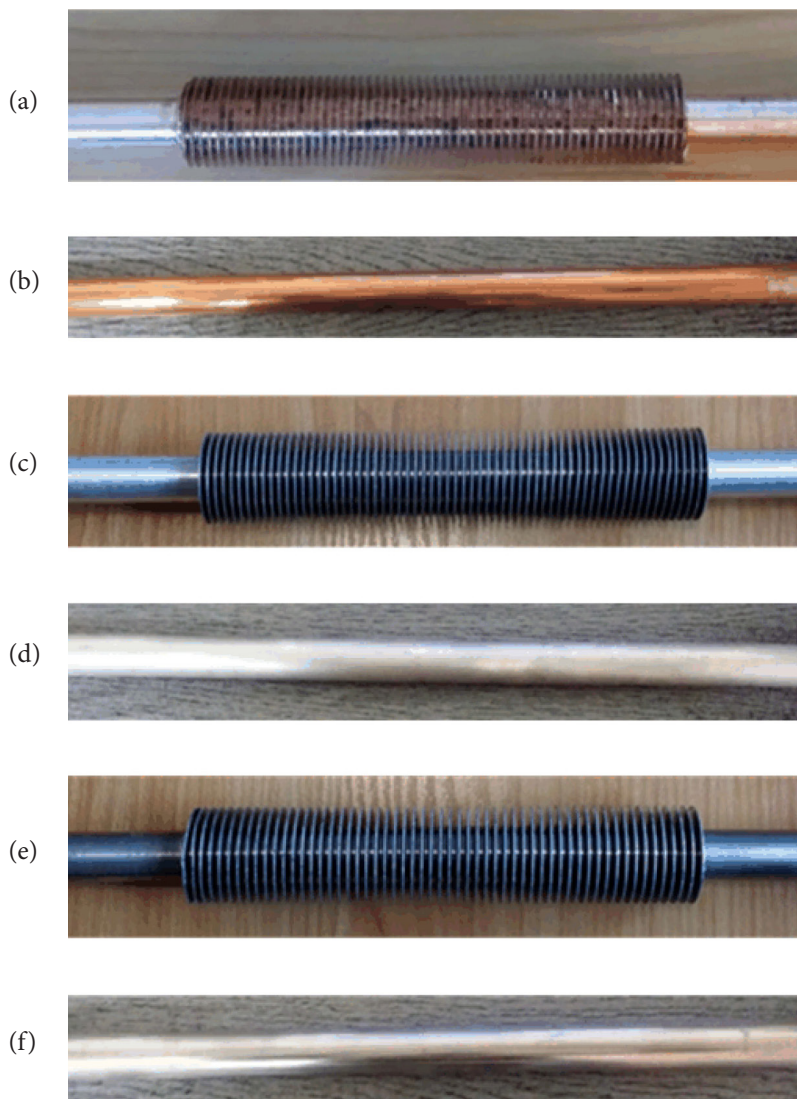
Zbiornik akumulatora zawierający zainstalowaną rurę ożebrowaną i wypełniony materiałem PCM został wyposażony w izolację termiczną wykonaną z włókna ceramicznego o grubości 50 mm. Kompletnie stanowisko laboratoryjne ze zmiennofazowym akumulatorem ciepła przedstawiono na rys. 5.6.



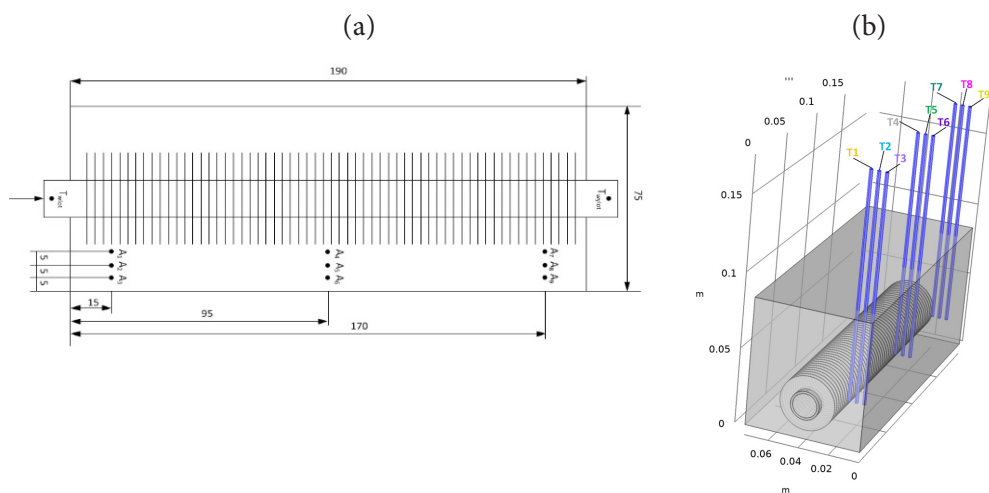
Rys. 5.6. Widok stanowiska badawczego w skali laboratoryjnej

Adekwatnie do przyjętych założeń stanowisko zostało skonstruowane w taki sposób, żeby umożliwić wymianę materiału zmiennofazowego. W tym celu górna pokrywa jest otwieralna, a zbiornik z materiałem PCM może zostać wyjęty, opróżniony, a następnie napełniony nowym materiałem PCM. Jest możliwa dodatkowo także wymiana rury, przez którą przepływa powietrze, na inną, np. gładką lub wykonaną z innego materiału. Przykładowy zestaw rur stosowanych w badaniach został pokazany na rys. 5.7.

Pomiar temperatury zgodnie ze schematem stanowiska (rys. 5.3) odbywa się na wlocie i wylocie z akumulatora ciepła, a także w jego wnętrzu, tj. w przestrzeni wypełnionej materiałem zmiennofazowym. Schemat rozmieszczenia punktów pomiaru temperatury w materiale PCM, w którym są umieszczone termopary przedstawiono na rys. 5.8.



Rys. 5.7. Różne rodzaje i materiały rur stosowanych w laboratoryjnym akumulatorze zmiennofazowym: a) rura miedziana ożebrowana, b) rura miedziana gładka, c) rura aluminiowa ożebrowana, d) rura aluminiowa gładka, e) rura stalowa z ożebrowaniem z aluminium, f) rura stalowa gładka



Rys. 5.8. Schemat rozmieszczenia punktów pomiaru temperatury w przestrzeni wypełnionej materiałem zmiennofazowym: a) zwymiarowany rzut z góry, b) rzut ogólny

Celem pomiarów zrealizowanych na prezentowanym stanowisku laboratoryjnym było zbadanie procesu ładowania i rozładowania magazynu ciepła wypełnionego materiałem zmiennofazowym. Uwagę w szczególności skupiono na parametrach pracy magazynu ciepła możliwych do bezpośredniego odniesienia i porównania z wynikami uzyskanymi z symulacji numerycznych.

Parametry rejestrowane w trakcie pomiarów obejmowały:

- temperaturę wewnątrz materiału PCM w sześciu lub dziewięciu punktach w zależności od wariantu,
- temperaturę powietrza na wlocie i wylocie z akumulatora ciepła,
- strumień objętości powietrza.

5.3 Wyniki pomiarów i ich analiza

Badania polegały na sekwencyjnym ładowaniu i rozładowywaniu laboratoryjnego magazynu ciepła wypełnionego materiałem zmiennofazowym. W ich trakcie uwzględniono trzy typy materiałów akumulujących ciepło:

- parafina RT-82 (materiał niskotemperaturowy),
- mieszanina soli Hitec (materiał średnotemperaturowy),
- sól NaNO_3 (materiał wysokotemperaturowy).

W omawianych badaniach uwzględniono następujące typy układów wymiany ciepła:

- rura miedziana ożebrowana,
- rura miedziana gładka,

- rura aluminiowa ożebrowana,
- rura aluminiowa gładka,
- rura stalowa z ożebrowaniem z aluminium,
- rura stalowa gładka.

Analizie poddano rozkład temperatury materiału PCM w czasie oraz charakterystyki temperatury powietrza na wlocie i wylocie z magazynu ciepła.

5.3.1. Badanie wpływu strumienia powietrza na parametry dynamiczne

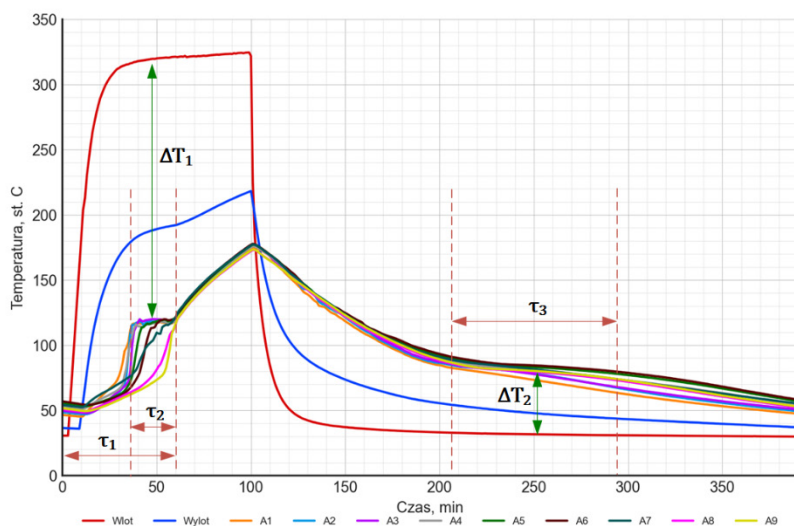
Celem przeprowadzonych badań było określenie wpływu strumienia powietrza na parametry dynamiczne laboratoryjnego magazynu ciepła, takie jak czas ładowania i czas rozładowywania – w tym czas procesu przemiany fazowej. W badaniach uwzględniono materiał niskotemperaturowy w postaci parafiny, materiał średnotemperaturowy w postaci stopu soli nieorganicznych Hitec oraz materiał wysokotemperaturowy – NaNO_3 (będący jednocześnie także jednym ze składników soli Hitec). Materiałem niskotemperaturowym była parafina typu RT-82 (producent: Rubitherm). Właściwości parafiny (opisanych w rozdz. 3) zestawiono w tab. 5.3.

Tabela 5.3. Właściwości parafiny RT-82 na podstawie pomiarów własnych DSC-TGA i danych producenta

Parametr	Jednostka	Wartość
Temperatura przemiany fazowej	°C	82
Ciepło przemiany fazowej	kJ/kg	170
Ciepło właściwe	kJ/kg·K	2
Gęstość w fazie stałej (15°C)	kg/m ³	880
Gęstość w fazie ciekłej (90°C)	kg/m ³	770
Współczynnik przewodzenia ciepła	W/m·K	0,2
Zakresy temperatury roboczej	°C	< 100

W celu określenia wpływu strumienia powietrza na proces ładowania oraz rozładowywania magazynu ciepła w opisywanych badaniach uwzględniono wartości strumienia powietrza 40–100 dm³/min. Procedura badawcza polegała na ładowaniu magazynu ciepła strumieniem powietrza o temperaturze 320°C przez 100 min, a następnie rozładowywaniu magazynu ciepła strumieniem powietrza o temperaturze 30°C przez 300 min. Zadany czas procesu ładowania i rozładowywania został dostosowany na podstawie

wstępnych badań jako dostatecznie długi, aby zapewnić całkowite przejście fazowe ciała stałe–ciecz w trakcie ładowania oraz ciecz–ciało stałe w trakcie rozładowywania. Procedury ładowania i rozładowywania wykonywano cyklicznie, żeby zweryfikować powtarzalność procesu. Wyniki pomiarów przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym z magazynem ciepła wypełnionym parafiną RT-82 przedstawiono na rys. 5.9–5.11. Na rysunku 5.9 zaprezentowano charakterystyki czasowe temperatury na wlocie i wylocie z magazynu ciepła, a także charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9).

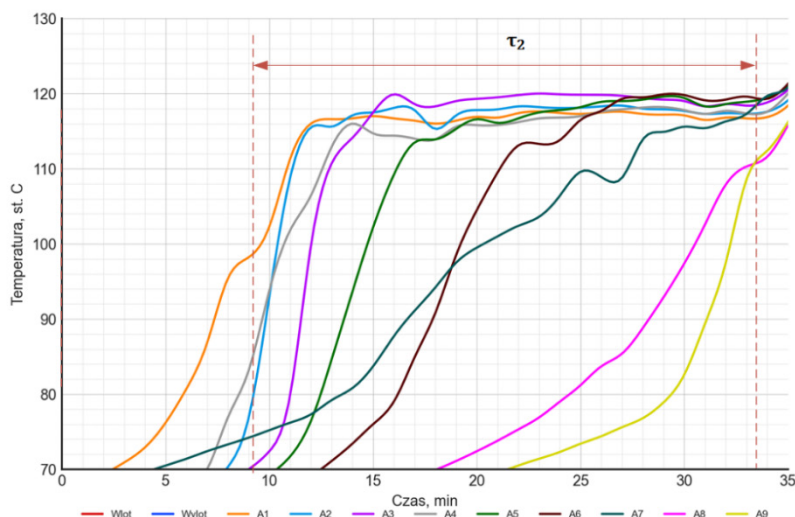


Rys. 5.9. Charakterystyki czasowe temperatury na wlocie i wylocie z magazynu ciepła, charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9) przy strumieniu objętości powietrza 40 dm³/min i z zastosowaniem parafiny RT-82

Zaznaczone zostały następujące charakterystyczne wielkości:

- τ_1 – czas całkowitego ładowania od stanu początkowego do końca przemiany fazowej,
- τ_2 – czas ładowania w zakresie przemiany fazowej ciało stałe–ciecz,
- τ_3 – czas rozładowania w zakresie przemiany fazowej ciecz–ciało stałe,
- ΔT_1 – różnica temperatur między powietrzem a materiałem PCM w trakcie ładowania magazynu ciepła,
- ΔT_2 – różnica temperatur między powietrzem a materiałem PCM w trakcie rozładowywania magazynu ciepła.

W celu przeprowadzenia dokładniejszej analizy procesu ładowania i rozładowywania magazynu ciepła opracowano rys. 5.10 i rys. 5.11. Na rysunku 5.10 przedstawiono charakterystyki temperatury wewnątrz materiału PCM w trakcie procesu ładowania ograniczone do obszaru przemiany fazowej ciało stałe–ciecz.



Rys. 5.10. Charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9) w trakcie procesu ładowania w obszarze przemiany fazowej przy strumieniu objętości powietrza 40 dm³/min i z zastosowaniem parafiny RT–82; linie przerywane – obszar przemiany fazowej ciało stałe–ciecz, τ_2 – czas przemiany fazowej

W analizowanym przypadku, w którym strumień objętości powietrza ładującego magazyn wynosił 40 dm³/min, czas τ_2 wyniósł ok. 24 min – to czas od rozpoczęcia przemiany fazowej ciało stałe–ciecz do momentu osiągnięcia stanu całkowitego stopienia materiału PCM. Ze względu na eksploatację czas przemiany fazowej (τ_2) jest kluczowym parametrem, ponieważ oznacza czas ładowania magazynu ciepła. Czas τ_1 to z kolei czas ładowania od stanu zimnego, w którym temperatura materiału akumulującego jest znacznie niższa niż temperatura przemiany fazowej – w przypadku analizowanego pomiaru wyniosła ona ok. 50°C. Czas ładowania magazynu ciepła natomiast (τ_1) – od stanu ziemnego do momentu osiągnięcia całkowitej przemiany fazowej ok. 60 min.

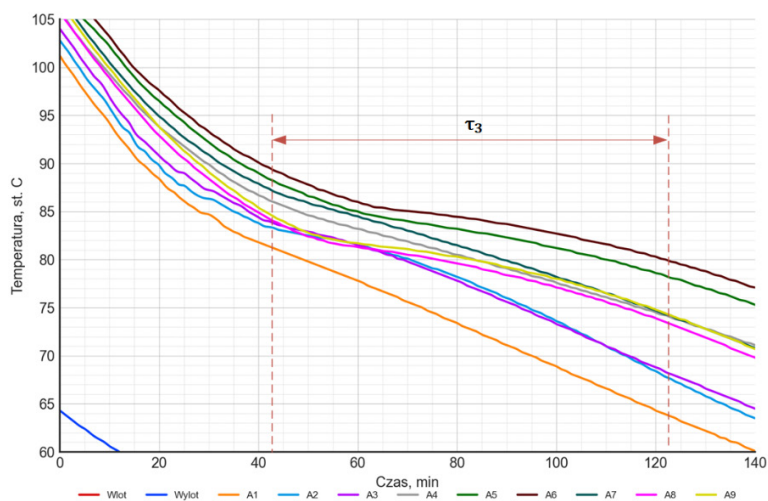
Na podstawie charakterystyki czasowej rozkładu temperatury materiału PCM w trakcie ładowania magazynu ciepła można zaobserwować, że temperatura przemiany fazowej ciało stałe–ciecz zachodzi w temperaturze 110–120°C. Podobną analizę przeprowadzono w przypadku procesu rozładowywania magazynu ciepła (rys. 5.11), w którym strumień objętości powietrza rozładowującego magazyn wynosił 40 dm³/min, czas τ_3 wyniósł ok. 80 min – to czas od rozpoczęcia przemiany fazowej ciecz–ciało stałe do momentu osiągnięcia stanu całkowitego skrzepnięcia materiału PCM. Ze względu na

eksploatację czas przemiany fazowej (τ_3) jest kluczowym parametrem, ponieważ oznacza czas rozładowania magazynu ciepła.

Na podstawie charakterystyki czasowej rozkładu temperatury materiału PCM w trakcie rozładowywania magazynu ciepła można zaobserwować, że temperatura przemiany fazowej ciecz–ciało stałe zachodzi 65–90°C.

Jeśli porówna się czas ładowania i czas rozładowania magazynu ciepła strumieniem powietrza o takiej samej wartości (40 dm³/min), można wnioskować, że czas rozładowania jest ponad trzykrotnie dłuższy w stosunku do czasu ładowania. Jest to spowodowane temperaturą powietrza w trakcie ładowania i rozładowywania. W trakcie procesu ładowania temperatura powietrza wynosiła 320°C, co w porównaniu do temperatury przemiany fazowej ciało stałe–ciecz skutkuje różnicą temperatur (ΔT_1 , por. rys. 5.9) między powietrzem a materiałem PCM na poziomie 200 K. Analogiczna różnica temperatur (ΔT_2 , por. rys. 5.11) w trakcie procesu rozładowywania powietrzem o temperaturze 30°C jest natomiast na poziomie 40–60 K. W konsekwencji wpływa to na strumień ciepła przekazywany między powietrzem a materiałem akumulującym.

Na podstawie analizy procesu ładowania i rozładowywania magazynu ciepła wypełnionego parafiną RT-82 można wnioskować, że przemiana fazowa ciało stałe–ciecz zachodzi w znacząco wyższej temperaturze niż przemiana ciecz–ciało stałe. Obserwacja ta jest zgodna z wynikami pomiarów próbki parafiny RT-82 przeprowadzonymi na analizatorze DSC-TGA, które przedstawiono w rozdz. 3.



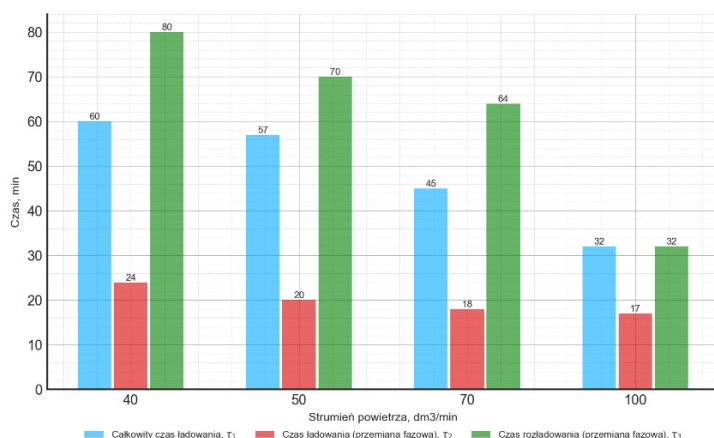
Rys. 5.11. Charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9) w trakcie procesu rozładowywania w obszarze przemiany fazowej przy strumieniu objętości powietrza 40 dm³/min i z zastosowaniem parafiny RT-82; linie przerywane – obszar przemiany fazowej ciecz–ciało stałe, τ_3 – czas przemiany fazowej

Opisane badania procesu cyklicznego ładowania – rozładowywania magazynu ciepła wypełnionego parafiną RT-82 powtórzono dla różnych wartości strumienia powietrza w celu określenia wpływu strumienia powietrza ładującego/rozładowującego na czas odpowiednio: ładowania i rozładowywania. Wyniki pomiarów zamieszczono w tab. 5.4 i na rys. 5.12.

Tabela 5.4. Zestawienie czasów: całkowitego ładowania (τ_1), ładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_2), rozładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_3) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem parafiny RT-82

Strumień powietrza, dm ³ /min	Całkowity czas ładowania, min	Czas ładowania (przemiana fazowa), min	Czas rozładowania (przemiana fazowa), min
40	60	24	80
50	57	20	70
70	45	18	64
100	32	17	32

W analizie wyników pomiarów całkowitego czasu ładowania (rys. 5.12, kolor niebieski), czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej (rys. 5.12, kolor czerwony) i czasu rozładowania w obszarze przemiany fazowej (rys. 5.12, kolor zielony) wykazano, że zwiększenie strumienia powietrza w trakcie ładowania skutkuje skróceniem zarówno całkowitego czasu ładowania, jak i czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej. Analogiczna korelacja jest obserwowana również w przypadku procesu rozładowania magazynu ciepła (rys. 5.12).



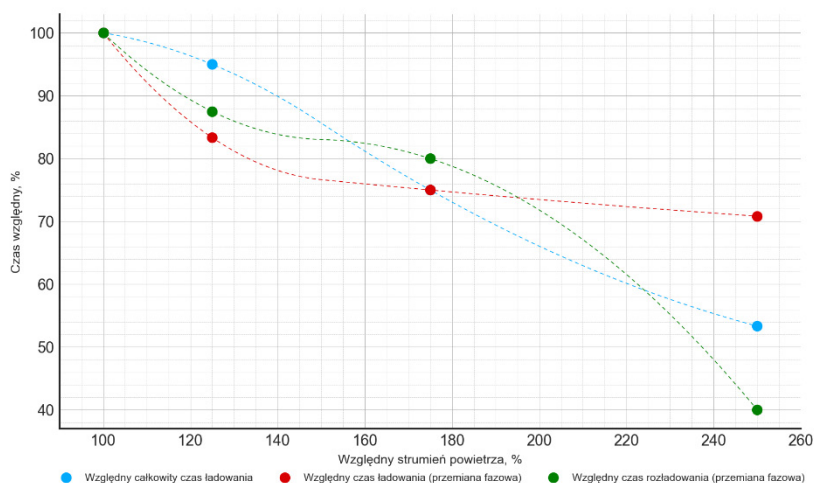
Rys. 5.12. Wykres czasów całkowitego ładowania (τ_1), ładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_2), rozładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_3) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem parafiny RT-82

Na podstawie otrzymanych wyników opracowano charakterystykę względnego czasu ładowania i względnego czasu rozładowania w funkcji względnego strumienia powietrza (rys. 5.13). Względny czas ładowania jest określony zależnością:

$$\tau_{C,W} = \frac{\tau_C}{\tau_R} \quad (5.1)$$

gdzie: $\tau_{C,W}$ – względny czas ładowania; τ_C – czas ładowania, min; τ_R – referencyjny czas ładowania, min.

W analogiczny sposób obliczono względny czas rozładowania i względny strumień. Za wartości referencyjne przyjęto wartości strumienia powietrza i czasów ładowania/rozładowania z pierwszego punktu pomiarowego, tj. w przypadku strumienia powietrza o wartości 40 dm³/min.



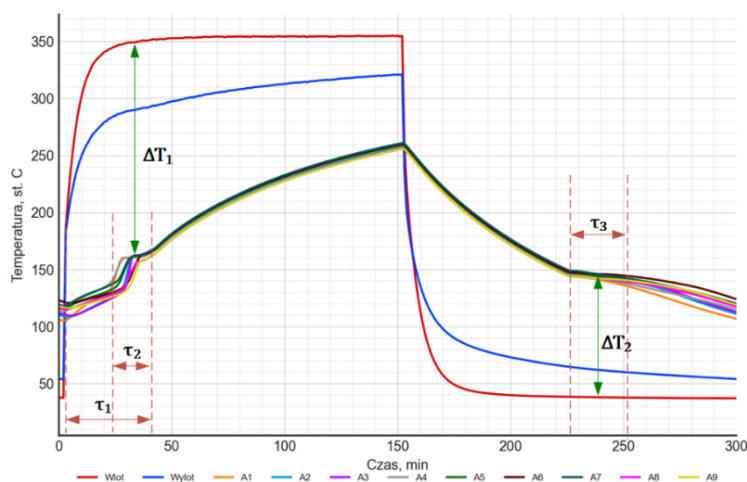
Rys. 5.13. Charakterystyka względnego czasu ładowania i względnego czasu rozładowania w zależności od względnego strumienia powietrza i z zastosowaniem parafiny RT-82

Korelacje między względnym czasem ładowania/rozładowania a względnym strumieniem powietrza mają charakter nieliniowy. W każdym przypadku widoczna jest jednak tendencja do zmniejszania czasu ładowania/rozładowywania wraz ze zwiększaniem strumienia powietrza. Ponadto zwiększanie strumienia powietrza ma większy wpływ na czas rozładowania w obszarze przemiany fazowej niż na czas ładowania w obszarze przemiany fazowej. Wpływ zmiany strumienia powietrza z kolei na czas całkowitego ładowania jest pośredni. Na przykład 2,5-krotne zwiększenie strumienia powietrza powoduje skrócenie czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej o ok. 30% oraz zmniejszenie czasu rozładowania w obszarze przemiany fazowej aż o ok. 60%. Jednocześnie całkowity czas ładowania obniża się o ok. 46%.

W analogiczny sposób przeprowadzone zostały badania wpływu strumienia powietrza na proces ładowania i rozładowania, a także na parametry dynamiczne średnio-temperaturowego magazynu ciepła. W tym przypadku magazyn ciepła wypełniony był mieszaniną soli nieorganicznych Hitec złożoną z NaNO_3 , KNO_3 i NaNO_2 . Skład i właściwości tego materiału szczegółowo opisano w rozdz. 3.

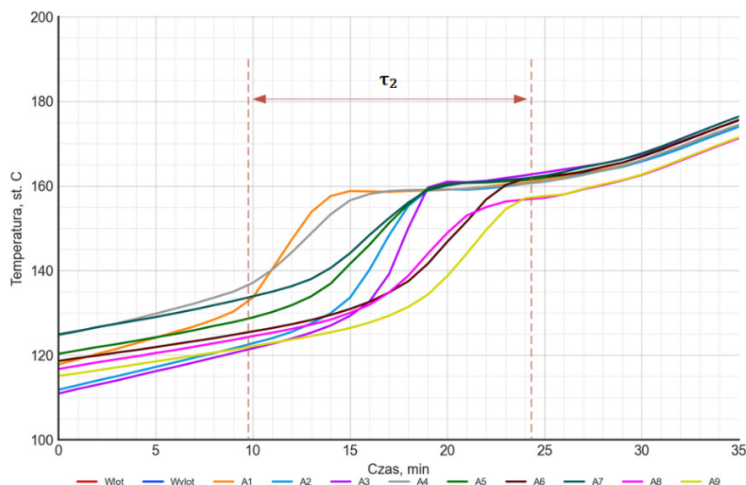
Pomiary zostały przeprowadzone z uwzględnieniem wartości strumienia powietrza 40–100 dm^3/min . Procedura pomiarowa polegała na ładowaniu magazynu ciepła strumieniem powietrza o temperaturze 350°C przez 150 min, a następnie rozładowywaniu magazynu ciepła strumieniem powietrza o temperaturze 40°C również przez 150 min. Zadany czas procesu ładowania oraz rozładowywania określono na podstawie wstępnych badań jako dostatecznie długi, aby zapewnić całkowite przejście fazowe ciało stałe–ciecz w trakcie ładowania oraz ciecz – ciało stałe w trakcie rozładowywania. Procedurę ładowania/ rozładowywania wykonywano cyklicznie w celu weryfikacji powtarzalności procesu. Wyniki pomiarów przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym z magazynem ciepła wypełnionym solą Hitec przedstawiono na rys. 5.14–5.16. Na rysunku 5.14 zaprezentowano charakterystyki czasowe temperatury na wlocie i wylocie z magazynu ciepła, a także charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9).

Zaznaczono także najbardziej istotne parametry dynamiczne magazynu ciepła: czas całkowitego ładowania magazynu ciepła (τ_1), czas przemiany fazowej ciało stałe–ciecz (τ_2) i czas przemiany fazowej ciecz–ciało stałe (τ_3), a ponadto różnice temperatur między powietrzem a materiałem PCM w trakcie ładowania (ΔT_1) oraz rozładowywania (ΔT_2) magazynu ciepła.



Rys. 5.14. Charakterystyki czasowe temperatury na wlocie i wylocie z magazynu ciepła, charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9) przy strumieniu objętości powietrza 100 dm^3/min i z zastosowaniem soli Hitec

Aby przeanalizować proces przemiany fazowej w trakcie procesu ładowania i rozładowywania magazynu ciepła, opracowano rys. 5.15 i rys. 5.16. Na rysunku 5.15 przedstawiono charakterystyki temperatury wewnątrz materiału PCM w trakcie procesu ładowania ograniczone do obszaru przemiany fazowej ciało stałe–ciecz.



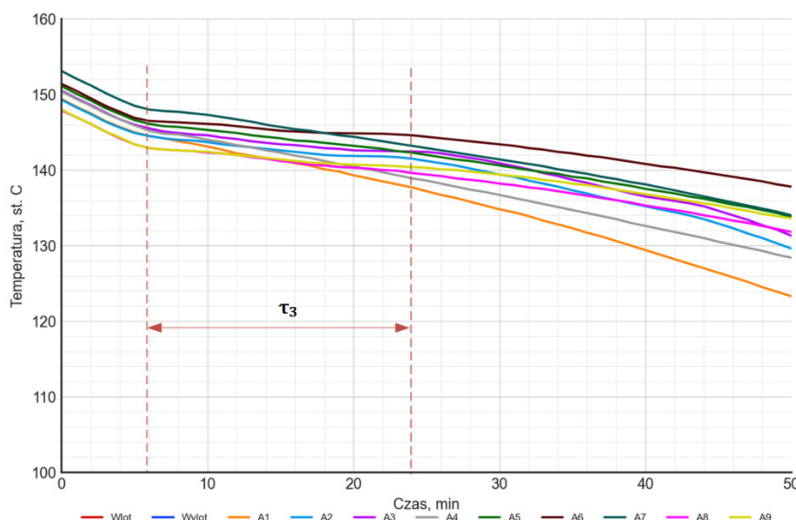
Rys. 5.15. Charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9) w trakcie procesu ładowania w obszarze przemiany fazowej przy strumieniu objętości powietrza 100 dm³/min i z zastosowaniem soli Hitec; pionowe linie przerywane – obszar przemiany fazowej ciało stałe–ciecz

Czas przemiany fazowej reprezentuje parametr τ_2 . W rozpatrywanym przypadku strumień objętości powietrza ładującego magazyn wynosił 100 dm³/min, a czas τ_2 ok. 15 min – to czas od rozpoczęcia przemiany fazowej ciało stałe–ciecz do momentu osiągnięcia stanu całkowitego stopienia materiału PCM. Czas τ_1 (rys. 5.14) natomiast jest czasem ładowania od stanu zimnego, czyli takiego, w którym temperatura materiału akumulującego jest znacznie niższa niż temperatura przemiany fazowej. W przypadku analizowanego pomiaru temperatura ta wynosiła ok. 100°C, a czas ładowania magazynu ciepła od stanu ziemnego do momentu osiągnięcia całkowitej przemiany fazowej (τ_1) ok. 40 min.

Na podstawie analizy charakterystyki czasowej rozkładu temperatury materiału PCM w trakcie ładowania magazynu ciepła (rys. 5.15) można zaobserwować, że temperatura przemiany fazowej ciało stałe–ciecz to temperatura 140–160°C. Zakres temperatury przemiany fazowej soli Hitec jest zgodny z przedstawionymi w rozdz. 3 wynikami pomiarów właściwości termofizycznych metodą DSC–TGA.

Szczegółowej analizie poddano także proces rozładowywania magazynu ciepła (rys. 5.16). W rozpatrywanym przypadku strumień objętości powietrza rozładowującego magazyn wynosił 150 dm³/min, a czas τ_3 ok. 18 min. Jest to czas od rozpoczęcia prze-

miany fazowej ciec–ciało stałe do momentu osiągnięcia stanu całkowitego skrzepnięcia materiału PCM. Ze względu na eksploatację czas przemiany fazowej (τ_3) jest kluczowym parametrem, ponieważ stanowi czas rozładowania magazynu ciepła.



Rys. 5.16. Charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9) w trakcie procesu rozładowywania w obszarze przemiany fazowej ciec–ciało stałe przy strumieniu objętości powietrza 100 dm³/min i z zastosowaniem soli Hitec; pionowe linie przerywane – obszar przemiany fazowej w czasie τ_3

Na podstawie charakterystyki czasowej rozkładu temperatury materiału PCM w trakcie rozładowywania magazynu ciepła można zaobserwować, że temperatura przemiany fazowej ciec–ciało stałe zachodzi w temperaturze 138–150°C.

Z porównania czasu ładowania i czasu rozładowania magazynu ciepła strumieniem powietrza o takiej samej wartości (100 dm³/min) można wnioskować, że czas rozładowania jest o 3 min (20%) dłuższy od czasu ładowania. W poprzednio omawianym przypadku magazynu wypełnionego parafiną RT-82 czas ten był trzykrotnie dłuższy. Jest to spowodowane różnicą temperatur między powietrzem a materiałem zmiennofazowym w trakcie ładowania oraz rozładowywania. W trakcie procesu ładowania magazynu wypełnionego solą Hitec temperatura powietrza wynosiła 350°C, co w porównaniu do temperatury przemiany fazowej ciało stałe–ciecz skutkowało różnicą temperatur $\Delta T_1 = 200$ K (rys. 5.14) między powietrzem a materiałem PCM. Praktycznie taka sama różnica temperatur w trakcie ładowania występowała w przypadku parafiny RT-82. Tymczasem różnica temperatur (rys. 5.14) w trakcie procesu rozładowywania powietrzem o temperaturze 40°C $\Delta T_2 = 100$ –110 K. W przypadku magazynu wypełnionego parafiną różnica temperatur ΔT_2 (rys. 5.9) wynosiła zaledwie 40–60 K. W rezultacie wpływa to na strumień ciepła przekazywany między powietrzem a materiałem akumulującym.

Z analizy procesu ładowania i rozładowywania magazynu ciepła wypełnionego solą Hitec wynika, że przemiana fazowa ciało stałe–ciecz zachodzi w nieznacznie wyższej temperaturze niż przemiana ciecz–ciało stałe. Obserwacja ta jest zgodna z wynikami pomiarów próbki soli Hitec opisanymi w rozdz. 3.

Badania procesu cyklicznego ładowania–rozładowywania magazynu ciepła wypełnionego solą Hitec powtórzono dla różnych wartości strumienia powietrza w celu określenia wpływu strumienia powietrza ładującego/rozładowującego na czas, odpowiednio: ładowania i rozładowywania. Wyniki pomiarów przedstawiono w tab. 5.5, a także na rys. 5.17.

W analizie wyników pomiarów całkowitego czasu ładowania (rys. 5.17, kolor niebieski), czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej (rys. 5.17, kolor czerwony) i czasu rozładowania w obszarze przemiany fazowej (rys. 5.17, kolor zielony) wykazano, że zwiększenie strumienia powietrza w trakcie ładowania skutkuje skróceniem zarówno całkowitego czasu ładowania, jak i czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej. Analogiczna korelacja obserwowana jest również w procesie rozładowania magazynu ciepła (rys. 5.17).

Na podstawie otrzymanych wyników opracowano charakterystykę względnego czasu ładowania/rozładowania obliczonego, zgodnie z zależnością (5.1), w funkcji względnego strumienia powietrza (rys. 5.18). Za wartości referencyjne przyjęto wartości strumienia powietrza oraz czasów ładowania/rozładowania z pierwszego punktu pomiarowego, tj. w przypadku strumienia powietrza o wartości $40 \text{ dm}^3/\text{min}$.

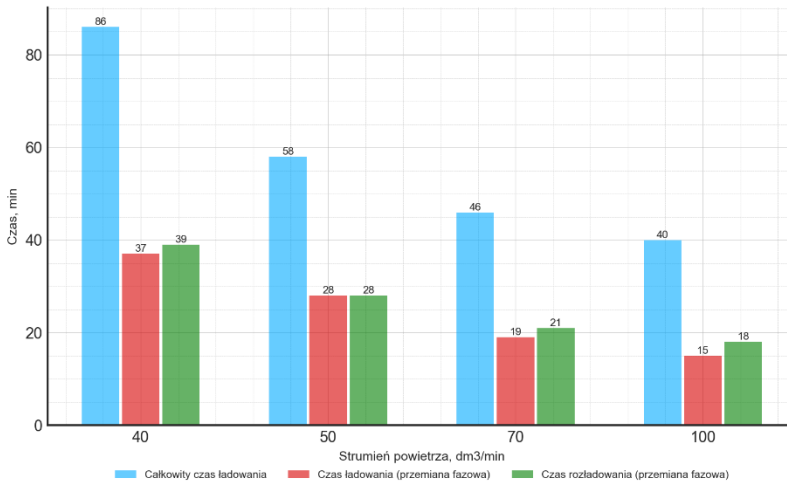
Charakterystyki względnego czasu ładowania/rozładowania w funkcji względnego strumienia powietrza mają charakter nieliniowy, podobnie jak ma to miejsce w przypadku wyników uzyskanych z zastosowaniem parafiny RT–82. W każdym z rozpatrywanych przypadków jest widoczna tendencja skracania czasu ładowania/rozładowywania wraz ze zwiększaniem strumienia powietrza. Inaczej jednak niż w sytuacji użycia parafiny RT–82 – zwiększanie strumienia powietrza ma porównywalny wpływ na całkowity czas ładowania i czas ładowania/rozładowania w obszarze przemiany fazowej. Na przykład 2,5-krotne zwiększenie strumienia powietrza powoduje skrócenie całkowitego czasu ła-

Tabela 5.5. Zestawienie czasów całkowitego ładowania (τ_1), ładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_2) oraz rozładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_3) w zależności od strumienia powietrza z zastosowaniem soli Hitec

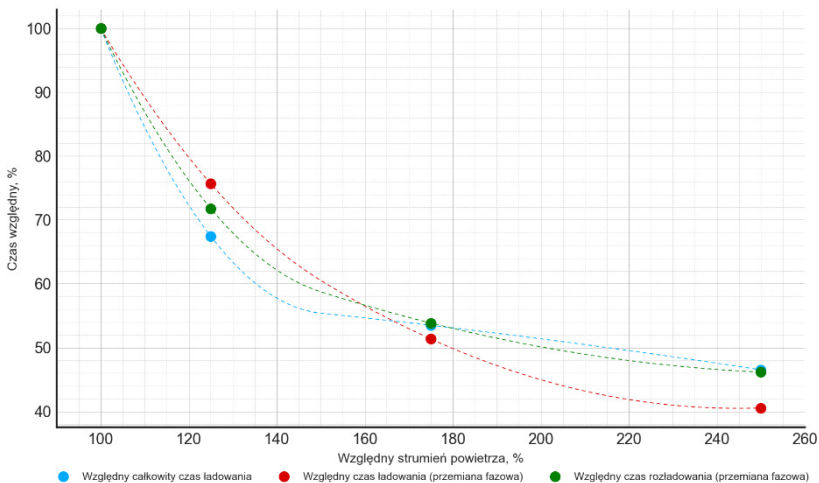
Strumień powietrza, dm^3/min	Czas		
	całkowitego ładowania τ_1	ładowania w obszarze przemiany fazowej τ_2	rozładowania w obszarze przemiany fazowej τ_3
	min	min	min
40	86	37	39
50	58	28	28
70	46	19	21
100	40	15	18

dowania o ok. 53%. Jednocześnie czas ładowania w obszarze przemiany fazowej zmniejsza się o ok. 60%, a czas rozładowania w tym obszarze ulega zmniejszeniu aż o ok. 54%.

Trzecim rodzajem materiału zmiennofazowego, który uwzględniono w badaniu wpływu strumienia powietrza na parametry dynamiczne magazynu ciepła, był azo-



Rys. 5.17. Wykres czasów: całkowitego ładowania (τ_1), ładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_2) i rozładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_3) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem soli Hitec

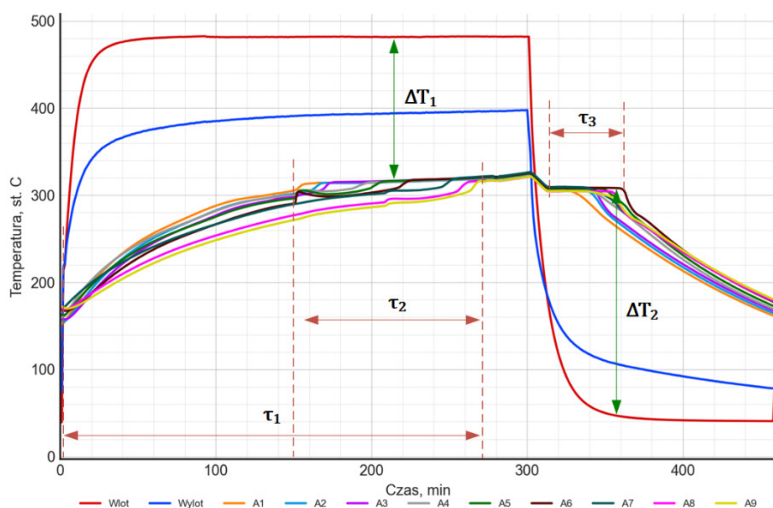


Rys. 5.18. Charakterystyka względnego czasu ładowania/rozładowania w zależności od względnego strumienia powietrza i z zastosowaniem soli Hitec

tan sodu (NaNO_3) stanowiący materiał wysokotemperaturowy. Należy podkreślić, że NaNO_3 jest jednym ze składników soli Hitec, ale właściwości termofizyczne tych dwóch soli znacząco się różnią.

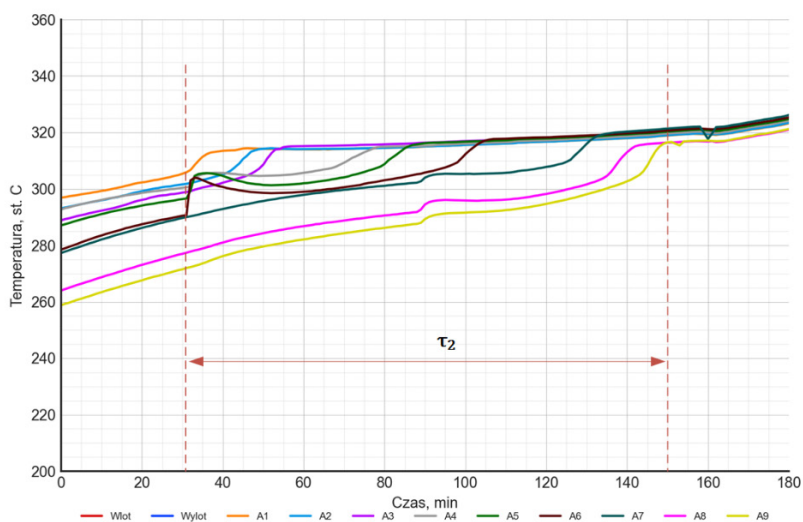
Pomiary przeprowadzono z uwzględnieniem wartości strumienia powietrza 40–100 dm^3/min . Procedura pomiarowa polegała na ładowaniu magazynu ciepła strumieniem powietrza o temperaturze 480°C przez 300 min, a następnie jego rozładowywaniu strumieniem powietrza o temperaturze 50°C przez 160 min. Zadany czas procesu ładowania oraz rozładowywania został dostosowany na podstawie wstępnych badań, dzięki którym potwierdzono, że jest on dostatecznie długi, aby zapewnić całkowite przejście fazowe ciało stałe–ciecz w trakcie ładowania oraz ciecz–ciało stałe w trakcie rozładowywania. Procedurę ładowania–rozładowywania wykonywano cyklicznie w celu weryfikacji powtarzalności procesu.

Wyniki pomiarów przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym z magazynem ciepła wypełnionym solą NaNO_3 przedstawiono na rys. 5.19–5.21. Na rysunku 5.19 zaprezentowano charakterystyki czasowe temperatury na wlocie i wylocie z magazynu ciepła, a także charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9).



Rys. 5.19. Charakterystyki czasowe temperatury na wlocie i wylocie z magazynu ciepła, charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9) w przypadku strumienia objętości powietrza wynoszącego 40 dm^3/min i zastosowania soli NaNO_3 ; τ_1 – czas całkowitego ładowania magazynu ciepła, τ_2 – czas przemiany fazowej ciało stałe–ciecz, τ_3 – czas przemiany fazowej ciecz–ciało stałe, ΔT_1 – różnice temperatur między powietrzem a materiałem PCM w trakcie ładowania magazynu ciepła, ΔT_2 – różnice temperatur między powietrzem a materiałem PCM w trakcie rozładowania magazynu ciepła

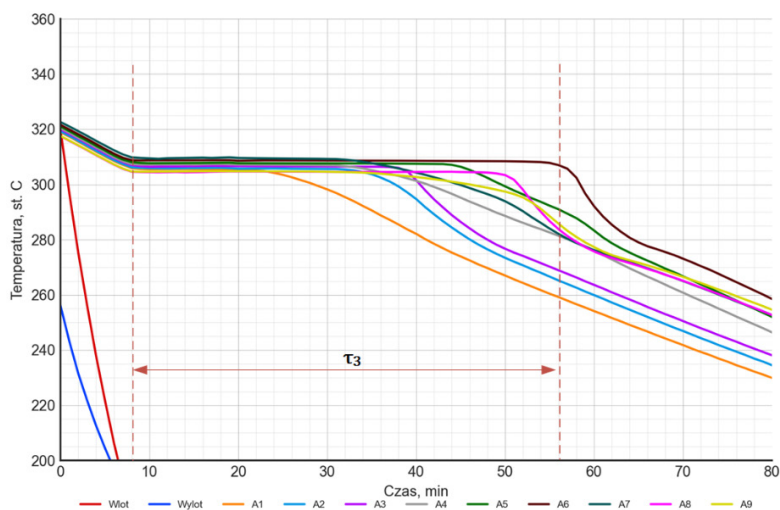
Aby przeanalizować proces przemiany fazowej w trakcie procesu ładowania i rozładowywania magazynu ciepła, opracowano rys. 5.20 i rys. 5.21. Na rysunku 5.20 przedstawiono charakterystyki temperatury wewnątrz materiału PCM w trakcie procesu ładowania ograniczone do obszaru przemiany fazowej ciało stałe–ciecz.



Rys. 5.20. Charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9) w trakcie procesu ładowania w obszarze przemiany fazowej przy strumieniu objętości powietrza $40 \text{ dm}^3/\text{min}$ i z zastosowaniem soli NaNO_3 ; pionowe linie przerywane – obszar przemiany fazowej ciało stałe–ciecz w trakcie procesu ładowania, τ_2 – czas przemiany fazowej

W rozpatrywanym przypadku, w którym strumień objętości powietrza ładującego magazyn wynosił $40 \text{ dm}^3/\text{min}$, czas τ_2 to ok. 100 min. Jest to czas od rozpoczęcia przemiany fazowej ciało stałe–ciecz do momentu osiągnięcia stanu całkowitego stopienia materiału PCM. Czas τ_1 (rys. 5.19) to z kolei czas ładowania od stanu zimnego (tj. stanu, w którym temperatura materiału akumulującego jest znacznie niższa niż temperatura przemiany fazowej) do momentu osiągnięcia całkowitej przemiany fazowej, w rozpatrywanym przypadku to ok. 310°C , przy $\tau_1 = \text{ok. } 270 \text{ min}$. Z analizy charakterystyki czasowej rozkładu temperatury materiału PCM w trakcie ładowania magazynu ciepła (rys. 5.20) wynika, że temperatura przemiany fazowej ciało stałe–ciecz to $280\text{--}320^\circ\text{C}$. Zakres temperatury przemiany fazowej soli Hitec jest zgodny z przedstawionymi w rozdz. 3 wynikami pomiarów właściwości termofizycznych metodą DSC–TGA.

Szczegółowej analizie poddano także proces rozładowywania magazynu ciepła (rys. 5.21). W analizowanym przypadku, w którym strumień objętości powietrza rozładującego magazyn wynosił $40 \text{ dm}^3/\text{min}$, czas $\tau_3 = \text{ok. } 48 \text{ min}$. Jest to czas od rozpoczęcia przemiany fazowej ciecz–ciało stałe do momentu osiągnięcia stanu całkowitego skrzepnięcia materiału PCM.



Rys. 5.21. Charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM (A1–A9) w trakcie procesu rozładowywania w obszarze przemiany fazowej przy strumieniu objętości powietrza $40 \text{ dm}^3/\text{min}$ i z zastosowaniem soli NaNO_3 ; pionowe linie przerywane – obszar przemiany fazowej cieczer–ciało stałe, τ_3 – czas przemiany fazowej

Na podstawie charakterystyki czasowej rozkładu temperatury materiału PCM w trakcie rozładowywania magazynu ciepła można zaobserwować, że przemiana fazowa cieczer–ciało stałe zachodzi w temperaturze $280\text{--}310^\circ\text{C}$. Jeśli porówna się czas ładowania i czas rozładowania magazynu ciepła wypełnionego NaNO_3 strumieniem powietrza o takiej samej wartości ($40 \text{ dm}^3/\text{min}$), można wnioskować, że czas rozładowania jest o ponad połowę krótszy względem czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej. W przypadku magazynu wypełnionego parafiną RT-82 ten czas był trzykrotnie dłuższy, a w przypadku soli Hitec – już tylko o 20% dłuższy, przy takiej samej wartości strumienia powietrza. Potwierdza to postawioną uprzednio tezę, zgodnie z którą zależność między czasem ładowania i rozładowywania wynika z różnicy temperatur między powietrzem a materiałem zmiennofazowym. W trakcie procesu ładowania magazynu wypełnionego solą NaNO_3 temperatura powietrza wynosiła 480°C , co skutkowało różnicą temperatur ΔT_1 (rys. 5.19) między powietrzem a materiałem PCM na poziomie 160 K. W przypadku magazynu wypełnionego solą Hitec różnica temperatur ΔT_1 (rys. 5.15) to 200 K. Podobna różnica temperatur w trakcie ładowania występowała w przypadku parafiny RT-82. Z kolei różnica temperatur ΔT_2 (rys. 5.19) w trakcie procesu rozładowywania powietrzem o temperaturze 40°C jest w granicach $250\text{--}270 \text{ K}$. W przypadku magazynu wypełnionego solą Hitec ta różnica ΔT_2 (rys. 5.9) wyniosła $100\text{--}110 \text{ K}$, a w przypadku parafiny RT-82 zaledwie $40\text{--}60 \text{ K}$. W rezultacie wpływa to na strumień ciepła przekazywany między powietrzem a materiałem akumulującym.

Z analizy procesu ładowania i rozładowywania magazynu ciepła wypełnionego solą Hitec wynika, że przemiana fazowa ciało stałe–ciecz zachodzi w nieznacznie wyższej temperaturze niż przemiana ciecz–ciało stałe. Obserwacja ta jest zgodna z wynikami pomiarów próbki soli Hitec opisanymi w rozdz. 3. Na uwagę ponadto zasługuje spostrzeżenie, że w przypadku soli NaNO_3 charakterystyki temperatury materiału PCM wykazują w obszarze przemiany fazowej najbardziej wyraźne przebiegi krzywych.

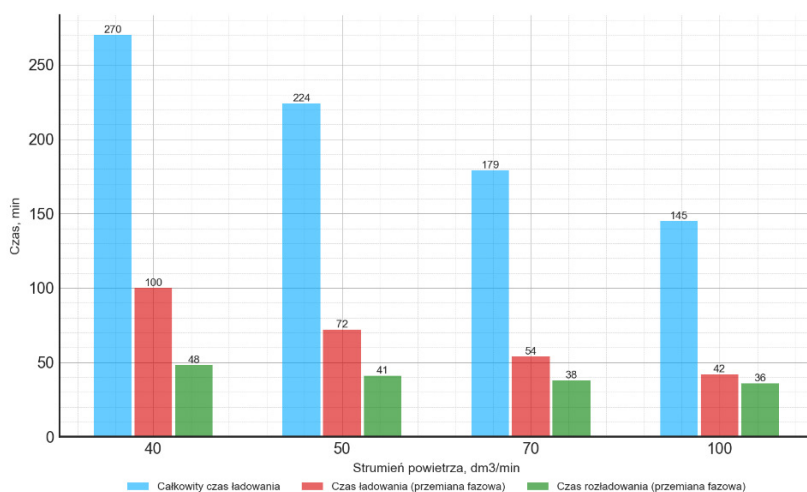
Analogicznie do poprzednio badanych materiałów PCM proces cyklicznego ładowania – rozładowywania magazynu ciepła wypełnionego solą NaNO_3 powtórzono dla różnych wartości strumienia powietrza w celu określenia wpływu strumienia powietrza ładującego/rozładowującego na czas ładowania i rozładowania. Wyniki pomiarów przedstawiono w tab. 5.6, a także na rys. 5.22.

Tabela 5.6. Zestawienie czasów całkowitego ładowania (τ_1), ładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_2) i rozładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_3) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem soli NaNO_3

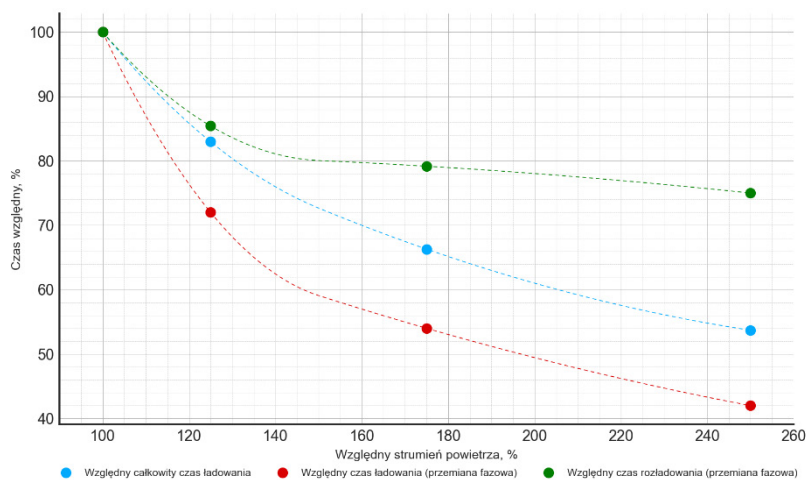
Strumień powietrza	Całkowity czas ładowania	Czas ładowania (przemiana fazowa)	Czas rozładowania (przemiana fazowa)
dm^3/min	min	min	min
40	270	100	48
50	224	72	41
70	179	54	38
100	145	42	36

Na podstawie analizy wyników pomiarów całkowitego czasu ładowania (rys. 5.22, kolor niebieski), czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej (rys. 5.22, kolor czerwony) i czasu rozładowania w obszarze przemiany fazowej (rys. 5.22, kolor zielony) można wnioskować, że zwiększenie strumienia powietrza w trakcie ładowania skutkuje skróceniem zarówno całkowitego czasu ładowania, jak i czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej. Analogiczna korelacja obserwowana jest również w przypadku procesu rozładowania magazynu ciepła (rys. 5.22).

Po uwzględnieniu otrzymanych wyników opracowano charakterystykę względnego czasu ładowania/rozładowania obliczonego zgodnie z zależnością (5.1) w funkcji względnego strumienia powietrza (rys. 5.23). Za wartości referencyjne przyjęto wartości strumienia powietrza i czasów ładowania/rozładowania z pierwszego punktu pomiarowego, tj. dla strumienia powietrza o wartości $40 \text{ dm}^3/\text{min}$.



Rys. 5.22. Wykres czasów całkowitego ładowania (τ_1), ładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_2) i rozładowania w obszarze przemiany fazowej (τ_3) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem soli NaNO_3



Rys. 5.23. Charakterystyka względnego czasu ładowania/rozładowania w zależności od względnego strumienia powietrza i z zastosowaniem soli NaNO_3

Charakterystyki względnego czasu ładowania/rozładowania w funkcji względnego strumienia powietrza mają charakter nieliniowy podobnie jak w przypadku wyników

uzyskanych z zastosowaniem parafiny RT-82 i soli Hitec – wszędzie jest widoczna tendencja zmniejszenia czasu ładowania/rozładowywania wraz ze zwiększaniem strumienia powietrza. Inaczej jednak niż z zastosowaniem parafiny RT-82 i soli Hitec zwiększanie strumienia powietrza w innym stopniu wpływa na całkowity czas ładowania oraz czas ładowania/rozładowania w obszarze przemiany fazowej. Na przykład przy użyciu soli NaNO_3 2,5-krotne zwiększenie strumienia powietrza powoduje skrócenie całkowitego czasu ładowania o ok. 46%. Jednocześnie czas ładowania w obszarze przemiany fazowej zmniejsza się o ok. 60%, a czas rozładowania w tym obszarze ulega zmniejszeniu zaledwie o ok. 24%. W przypadku soli Hitec zwiększanie strumienia powietrza w porównywalnym stopniu skraca wszystkie trzy rozpatrywane czasy (rys. 5.19), a w przypadku parafiny RT-82 zależność jest odwrotna niż dla soli NaNO_3 , tj. wzrost strumienia powietrza najbardziej wpływa na skrócenie czasu rozładowywania (rys. 5.13). Przyczyna opisywanych zależności wynika z wymienionych wcześniej różnic między temperaturą powietrza i temperaturą materiału zmiennofazowego w trakcie ładowania (ΔT_1) i rozładowywania (ΔT_2).

Przedstawiona analiza wyników pomiarów umożliwiła określenie, w jakim stopniu strumień czynnika roboczego (w tym przypadku powietrza) wpływa na czasy ładowania i rozładowywania magazynu ciepła. Wykazano, że wpływ zmiany strumienia czynnika roboczego na czas ładowania/rozładowywania zależy także od różnicy między temperaturą przemiany fazowej materiału PCM a temperaturą czynnika roboczego.

W przypadku parafiny RT-82 2,5-krotne zwiększenie strumienia powietrza powoduje skrócenie czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej o ok. 30%, a także zmniejszenie czasu rozładowania w obszarze przemiany fazowej aż o ok. 60%. Jednocześnie całkowity czas ładowania obniża się o ok. 46%. Z kolei ładowanie i rozładowywanie magazynu ciepła czynnikiem o tym samym strumieniu, ale w sytuacji, w której różnica temperatur czynnik-PCM jest 4-krotnie większa w trakcie ładowania, czas ładowania jest ponad 3-krotnie krótszy niż rozładowywania.

Na przykładzie magazynu ciepła z mieszaniną soli Hitec wykazano, że jeżeli różnica temperatur czynnik-PCM jest 2-krotnie wyższa w przypadku ładowania niż przy rozładowywaniu, to czas rozładowywania jest jedynie o 20% dłuższy. W tym przypadku 2,5-krotne zwiększenie strumienia powietrza powoduje skrócenie całkowitego czasu ładowania o ok. 53%. Jednocześnie czas ładowania w obszarze przemiany fazowej zmniejsza się o ok. 60%, a czas rozładowania w obszarze przemiany fazowej ulega zmniejszeniu aż o ok. 54%.

Gdy różnica temperatur czynnik-PCM jest ok. 1,5 razy większa w przypadku rozładowywania niż ładowania, czas rozładowania jest o ponad połowę krótszy względem czasu ładowania w obszarze przemiany fazowej. Z analizy procesu ładowania i rozładowywania magazynu ciepła wypełnionego badanymi materiałami wynika także, że przemiana fazowa ciało stałe–ciecz zachodzi w nieznacznie wyższej temperaturze niż przemiana ciecz–ciało stałe. Obserwacja ta jest zgodna z wynikami pomiarów metodą DSC opisanymi w rozdz. 3.

5.3.2 Badanie wpływu konstrukcji układu wymiany ciepła na parametry dynamiczne magazynu

Celem przedstawianych badań było przeprowadzenie analizy wpływu strumienia powietrza na parametry dynamiczne magazynu ciepła. W badaniach uwzględniono trzy rodzaje materiałów zmiennofazowych: nisko-, średnio- oraz wysokotemperaturowy. W każdym z przypadków wykorzystano tę samą konstrukcję magazynu ciepła w wariacie z rurą stalową ożebrowaną. W niniejszym rozdziale skoncentrowano się na analizie wpływu konstrukcji układu wymiany ciepła na pracę magazynu. Pod uwagę wzięto zarówno elementy poprawiające wymianę ciepła (tj. żebra), jak i sam materiał rury oraz żeber. W badaniach wykorzystano następujące warianty konstrukcji układu wymiany ciepła: rura miedziana ożebrowana, rura miedziana gładka, rura aluminiowa ożebrowana, rura aluminiowa gładka, rura stalowa z ożebrowaniem z aluminium, rura stalowa gładka.

Metodyka badań polegała na porównaniu czasu ładowania i rozładowania dla różnych wariantów konstrukcji układu wymiany ciepła. W badaniach skupiono się na wysokotemperaturowym materiale akumulującym w postaci NaNO_3 , co umożliwiło dodatkowo sprawdzenie wpływu chemicznego oddziaływania materiału akumulującego na wybrane materiały konstrukcyjne magazynu ciepła.

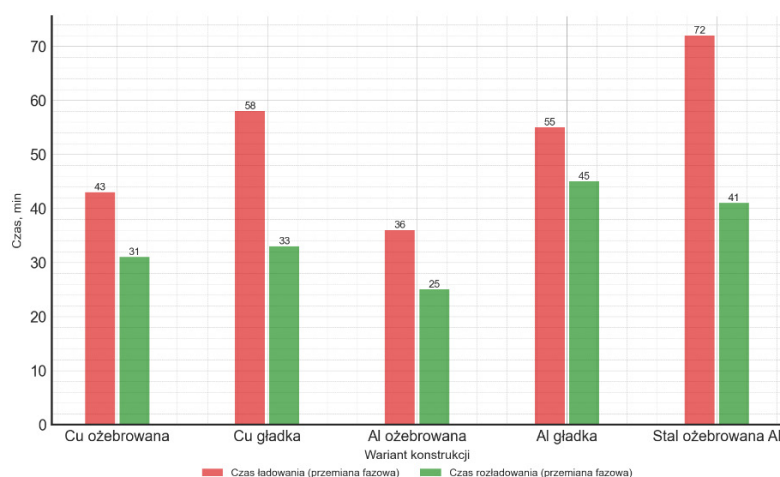
Rolą układu wymiany ciepła jest przekazywanie ciepła między czynnikiem roboczym a materiałem akumulującym. Z tej przyczyny jest korzystne, aby materiał, z którego zbudowany jest układ wymiany ciepła, charakteryzował się wysokim przewodnictwem cieplnym. Dlatego w badaniach uwzględniono materiały o różnych wartościach przewodnictwa cieplnego, czyli miedź, aluminium i stal.

Wyniki pomiarów czasu ładowania i rozładowania magazynu ciepła wypełnionego solą NaNO_3 w przypadku różnych wariantów konstrukcji układu wymiany ciepła przedstawiono w tab. 5.7. Dodatkowo zamieszczono w niej wartość współczynnika przewodnictwa cieplnego (λ) dla każdego z zastosowanych materiałów.

Tabela 5.7. Zestawienie czasów ładowania w obszarze przemiany fazowej i rozładowania w obszarze przemiany fazowej w zależności od wariantu konstrukcji układu wymiany ciepła przy strumieniu powietrza równym $50 \text{ dm}^3/\text{min}$

Wariant	Czas ładowania (przemiana fazowa)	Czas rozładowania (przemiana fazowa)	λ
	min	min	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
Cu ożebrowana	43	31	370
Cu gładka	58	33	370
Al ożebrowana	36	25	237
Al gładka	55	45	237
Stal ożebrowana Al	72	41	16,3/237

Na podstawie uzyskanych wyników sporządzono wykres (rys. 5.24) przedstawiający zależność między czasem ładowania i rozładowania magazynu ciepła w zależności od wariantu konstrukcji układu wymiany ciepła. Najkrótszy czas ładowania magazynu ciepła uzyskano w przypadku rury aluminiowej ożebrowanej (36 min), a najdłuższy – rury stalowej z ożebrowaniem aluminiowym (72 min). Najkrótszy czas rozładowania uzyskano także dla rury aluminiowej z ożebrowaniem (25 min), a najdłuższy czas rozładowania – rury aluminiowej gładkiej (45 min). W przypadku rury stalowej z ożebrowaniem aluminiowym czas rozładowania wyniósł 41 min. Zaobserwowano, co istotne, że układ wymiany ciepła wyposażony w ożebrowanie skraca zarówno czas ładowania, jak i rozładowania.

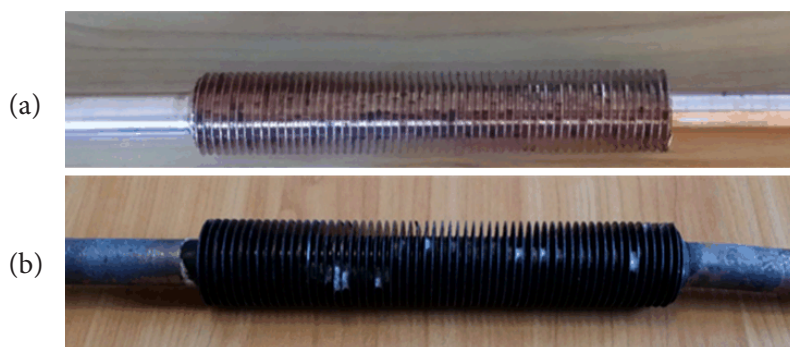


Rys. 5.24. Zestawienie czasów ładowania w obszarze przemiany fazowej i rozładowania w obszarze przemiany fazowej w zależności od wariantu konstrukcji układu wymiany ciepła przy strumieniu powietrza $50 \text{ dm}^3/\text{min}$

Analizowane czasy ładowania i rozładowania magazynu ciepła w odniesieniu do wartości współczynnika przewodności cieplnej (λ) nie wykazują korelacji między sobą. Układ wymiany ciepła zbudowany z aluminium umożliwia osiągnięcie krótszych czasów ładowania i rozładowania niż układ zbudowany ze stali, co mogłoby świadczyć o takiej korelacji. Układ zbudowany z miedzi natomiast, charakteryzującej się najwyższym przewodnictwem cieplnym, zapewnia czasy ładowania oraz rozładowania dłuższe niż w przypadku aluminium. Wyjaśnieniem tej zależności są procesy wynikające z chemicznego oddziaływania soli NaNO_3 z materiałem rury i ożebrowania. Na rysunku 5.25 zamieszczono fotografię układu wymiany ciepła w postaci miedzianej rury ożebrowanej przed badaniami oraz po cyklicznym procesie ładowania–rozładowania magazynu ciepła wypełnionego solą NaNO_3 . Z wyników badań można wnioskować, że miedź w obecności soli NaNO_3 ulega utlenieniu, czego jednym z efektów jest znaczące zmniejszenie

współczynnika przenikania ciepła. Proces utleniania, który zachodzi na powierzchni metalu, tworzy dodatkową warstwę tlenku i tym samym wprowadza kolejny komponent oporu cieplnego o współczynniku przewodzenia znacznie niższym niż czysty metal. Czysta miedź charakteryzuje się bowiem wartością współczynnika przewodzenia ciepła $370 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, a tlenek miedzi (CuO) – zaledwie $40 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. W konsekwencji obniżeniu ulega współczynnik przenikania ciepła.

Procesy chemiczne zachodzące w miedzi pod wpływem działania soli NaNO_3 w warunkach wysokiej temperatury nie występują w przypadku układu zbudowanego z aluminium. Materiał ten jednak ulega w opisywanych warunkach deformacji mechanicznej pod wpływem wysokiej temperatury, co zostało zilustrowane na rys. 5.26.



Rys. 5.25. Układ wymiany ciepła w postaci miedzianej rury ożebrowanej: a) przed badaniami, b) po cyklicznym procesie ładowania-rozładowania magazynu ciepła wypełnionego solą NaNO_3



Rys. 5.26. Układ wymiany ciepła w postaci rury aluminiowej po cyklicznym procesie ładowania-rozładowania magazynu ciepła wypełnionego solą NaNO_3 ; widoczne znaczne deformacje rury

W odróżnieniu od układu wymiany ciepła zbudowanego z miedzi czy aluminium układ złożony z rury stalowej wyposażonej w aluminiowe ożebrowanie nie ulega ani degradacji chemicznej, ani mechanicznej, co zilustrowano na rys. 5.27.



Rys. 5.27. Układ wymiany ciepła w postaci rury stalowej z ożebrowaniem aluminiowym po cyklicznym procesie ładowania–rozładowania magazynu ciepła wypełnionego solą NaNO_3 ; nie stwierdzono degradacji chemicznej ani mechanicznej

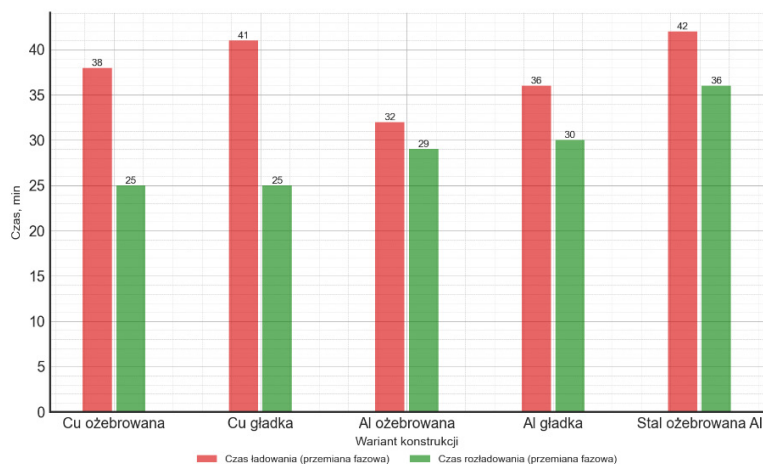
Analizę czasu ładowania–rozładowania magazynu ciepła powtórzono dla strumienia powietrza o wartości $100 \text{ dm}^3/\text{min}$. Wyniki pomiarów przedstawiono w tab. 5.8 i na wykresie na rys. 5.28.

Podobnie jak w przypadku strumienia powietrza o wartości $50 \text{ dm}^3/\text{min}$ najkrótszy czas ładowania magazynu ciepła uzyskano w przypadku rury aluminiowej ożebrowanej (32 min), a najdłuższy – rury stalowej z ożebrowaniem aluminiowym (42 min). Najkrótszy czas rozładowania uzyskano tym razem dla rury miedzianej ożebrowanej (25 min), a nie aluminiowej ożebrowanej jak w przypadku strumienia objętości $50 \text{ dm}^3/\text{min}$ (29 min). Należy jednak podkreślić, że różnica w czasie rozładowania jest tu niewielka. Najdłuższy czas rozładowania uzyskano z kolei w przypadku rury stalowej z ożebrowa-

Tabela 5.8. Zestawienie czasów ładowania w obszarze przemiany fazowej i rozładowania w obszarze przemiany fazowej w zależności od wariantu konstrukcji układu wymiany ciepła przy strumieniu powietrza $100 \text{ dm}^3/\text{min}$

Wariant	Czas ładowania (przemiana fazowa)	Czas rozładowania (przemiana fazowa)	λ
	min	min	W/(m·K)
Cu ożebrowana	38	25	370
Cu gładka	41	25	370
Al ożebrowana	32	29	237
Al gładka	36	30	237
Stal ożebrowana Al	42	36	16,3/237

niem Al (36 min), a nie rury aluminiowej gładkiej jak w poprzednim pomiarze (45 min). Mimo pewnych różnic względem tego pomiaru potwierdza się jednak tendencja, zgodnie z którą układ wymiany ciepła wyposażony w ożebrowanie skraca zarówno czas ładowania, jak i rozładowania. Wyjątkiem jest układ zbudowany z miedzi – ożebrowanie nie wpływa tu na czas rozładowania.



Rys. 5.28. Zestawienie czasów ładowania w obszarze przemiany fazowej i rozładowania w obszarze przemiany fazowej w zależności od wariantu konstrukcji układu wymiany ciepła przy strumieniu powietrza $100 \text{ dm}^3/\text{min}$

W przeprowadzonych badaniach procesu ładowania, a także rozładowania magazynu ciepła w zależności od rodzaju konstrukcji układu wymiany ciepła oraz użytego do jego budowy materiału wykazano, że jest korzystne zastosowanie układu wymiany ciepła z ożebrowaniem. Taki wariant konstrukcji skraca czas i ładowania, i rozładowania magazynu. Wykazano również, że w warunkach wysokiej temperatury oraz oddziaływania z solą NaNO_3 miedź ulega degradacji chemicznej przez reakcję utleniającą z solą azotanową. W rezultacie metaliczna miedź przekształca się w tlenek miedzi (CuO) charakteryzujący się ponad 9-krotnie niższą przewodnością cieplną. Ponadto reaktywność względem materiału akumulującego ciepło jest niepożądana ze względu na degradację samego materiału akumulującego.

Zastosowanie układu wymiany ciepła zbudowanego wyłącznie z aluminium (rura i żebra) jest również niekorzystne. W tym przypadku problemem jest zbyt niska wytrzymałość mechaniczna aluminium w wysokiej temperaturze. Pod względem chemicznego oddziaływania z solą NaNO_3 aluminium charakteryzuje się wysoką odpornością, a jednocześnie jest materiałem o wysokiej przewodności cieplnej.

Optymalnym wariantem konstrukcji układu wymiany ciepła jest rura stalowa (316L) z ożebrowaniem aluminiowym. Oba materiały wykazały się wysoką odpornością na działanie soli w wysokiej temperaturze, ale stal będąca materiałem rury charakteryzuje

się wysoką wytrzymałością mechaniczną i nie ulega deformacji pod wpływem wysokiej temperatury. Jednocześnie ożebrowanie aluminiowe zapewnia dobre właściwości pod względem przewodnictwa cieplnego.

5.4. Symulacje cieplno-przepływowe laboratoryjnego magazynu ciepła

Do wykonania symulacji cieplno-przepływowych wykorzystano metodę numerycznego modelu trójwymiarowego opisaną w rozdz. 4. Przeprowadzono symulacje pracy laboratoryjnego magazynu ciepła w oprogramowaniu COMSOL Multiphysics. Ich celem była weryfikacja wyników otrzymywanych z symulacji w odniesieniu do wyników pomiarów zrealizowanych na stanowisku laboratoryjnym. W szczególności uwagę skupiono na porównaniu rozkładu temperatury w materiale akumulującym oraz czasu ładowania i rozładowania magazynu w obszarze przemiany fazowej. Wskazane parametry są możliwe do wyznaczenia zarówno na drodze symulacji, jak i pomiarów, dlatego stanowią odpowiednie kryterium porównawcze.

5.4.1 Parametry i warunki symulacji

Symulacje numeryczne przeprowadzono dwuetapowo z uwzględnieniem procesu ładowania i rozładowywania magazynu ciepła. Parametry i warunki symulacji dobrano tak, aby odwzorować eksperyment przeprowadzony na stanowisku laboratoryjnym. Zestawienie parametrów wejściowych zostało przedstawione w tab. 5.9–5.12.

Tabela 5.9. Zestawienie parametrów wejściowych geometrii modelu laboratoryjnego magazynu ciepła

Parametr	Jednostka	Wartość
Średnica wewnętrzna rury	mm	16
Średnica zewnętrzna rury	mm	19
Średnica żebra	mm	36
Wysokość magazynu	mm	85
Głębokość zanurzenia termopar	mm	30
Długość magazynu	mm	197
Liczba żeber	–	56
Grubość żebra	mm	0,6
Szerokość magazynu	mm	76
Rozstaw żeber	mm	3

Tabela 5.10. Parametry powietrza ładującego magazyn ciepła

Parametr	Jednostka	Wartość
Ciśnienie powietrza na wlocie	b	1,2
Strumień powietrza na wlocie	dm ³ /min	10–150
Temperatura powietrza na wlocie	°C	350

Tabela 5.11. Właściwości materiałów zmiennofazowych uwzględnionych w badaniach

Właściwości	Jednostka	RT–82	Hitec	NaNO ₃
Ciepło właściwe ciekłego materiału PCM	kJ/kg·K	2,0	1,17	1,46
Ciepło właściwe stałego materiału PCM	kJ/kg·K	2,0	1,73	1,75
Entalpia przemiany fazowej	kJ/kg	381,8	122	178,4
Przewodność cieplna ciekłego materiału PCM	W/m·K	0,2	0,4	0,45
Przewodność cieplna stałego materiału PCM	W/m·K	0,2	0,5	0,55
Gęstość stałego materiału PCM	kg/m ³	880	1800	2100
Gęstość ciekłego materiału PCM	kg/m ³	770	1900	1900
Temperatura końca przemiany fazowej	°C	102,1	155	314,1
Temperatura początku przemiany fazowej	°C	75,5	145	304,9
Temperatura piksu przemiany fazowej	°C	93,0	150	310,5

Tabela 5.12. Właściwości materiałów konstrukcji magazynu ciepła w zależności od materiału zastosowanych rur

Właściwości	Jednostka	Rura Al gładka	Rura stalowa z ożebrowaniem Al
Ciepło właściwe materiału żeber	kJ/kg·K	–	0,91
Ciepło właściwe materiału rury	kJ/kg·K	0,91	0,5
Przewodność cieplna materiału żeber	W/m·K	–	150
Przewodność cieplna materiału rury	W/m·K	150	30
Gęstość materiału żeber	kg/m ³	–	2700
Gęstość materiału rury	kg/m ³	2700	8000

Siatka numeryczna wykorzystana w symulacjach została dobrana na bazie przeprowadzonych wstępnych symulacji z różnymi wartościami jej parametrów. Przy doborze siatki kierowano się kryterium odchylenia wartości temperatury na poziomie 0,01°C. Ostatecznie wybrane parametry siatki przedstawiono w tab. 5.13.

Wizualizację siatki numerycznej modelu laboratoryjnego magazynu ciepła wykorzystanej w symulacjach przedstawiono na rys. 5.29.

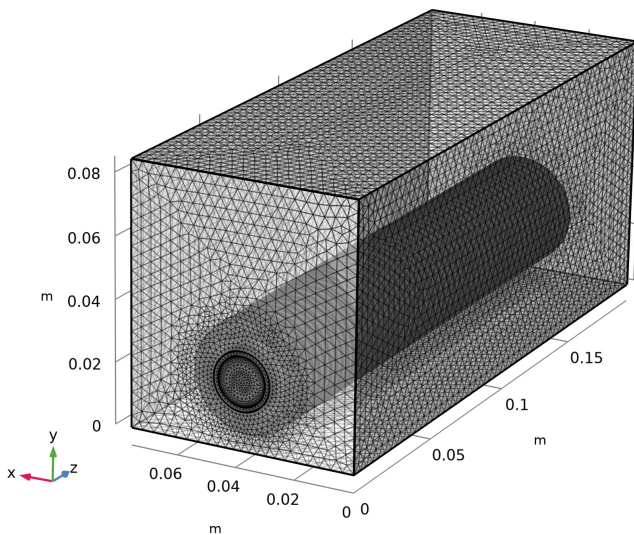
Warunki brzegowe zastosowane w poszczególnych domenach modelu zestawiono w tab. 5.14.

Tabela 5.13. Parametry siatki numerycznej wykorzystanej w symulacjach

Parametr	Jednostki	Wartość
Liczba elementów siatki	–	8128897
Minimalny rozmiar elementu siatki	m	3,94E-5
Maksymalny rozmiar elementu siatki	m	0,00394
Maksymalny współczynnik wzrostu elementu	–	1,3
Współczynnik zakrzywienia	–	0,2
Rozdzielczość obszarów wąskich	–	1

Tabela 5.14. Warunki brzegowe zastosowane w poszczególnych domenach magazynu ciepła

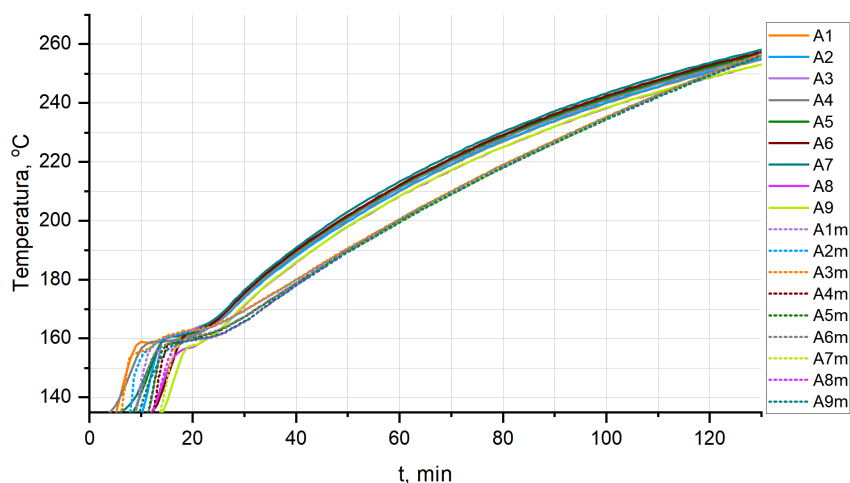
Domena	Warunek brzegowy
Ścianki zewnętrzne magazynu ciepła	Izolacja cieplna, $-n \cdot q = 0$
Wlot powietrza do rury	Prędkość normalna na wlocie, u_0 Wartość temperatury powietrza, T_{ustr}
Wlot powietrza do rury	Wartość ciśnienia względnego, $p_0 = 0$



Rys. 5.29. Siatka numeryczna modelu laboratoryjnego magazynu ciepła wykorzystana w symulacjach

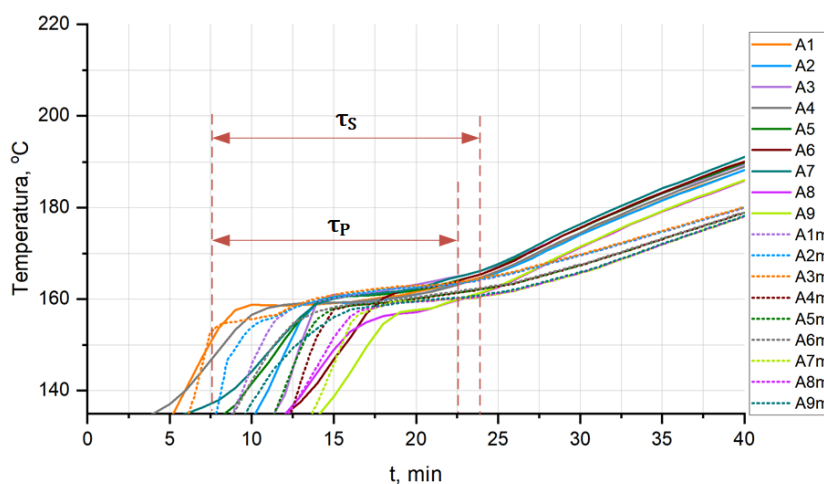
5.4.2 Weryfikacja modelu numerycznego

Przeprowadzone symulacje procesu ładowania i rozładowania magazynu ciepła przeanalizowano pod kątem parametrów dynamicznych magazynu analogicznie do badań przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym. Analizowanymi parametrami były: czas ładowania i rozładowania w obszarze przemiany fazowej, rozkład temperatury materiału zmiennofazowego w czasie, strumień ciepła przekazywany przez czynnik roboczy, rozkład jednostkowego strumienia ciepła przekazywanego do materiału PCM, rozkład temperatury w przestrzeni. Na rysunku 5.30 przedstawiono charakterystykę czasową rozkładu temperatury materiału PCM w punktach odpowiadających położeniu termopar w laboratoryjnym magazynie ciepła.



Rys. 5.30. Charakterystyka czasowa rozkładu temperatury materiału PCM; (A1–A9) – wartości pomiarowe, (A1m–A9m) – wartości uzyskane z symulacji

W analizie wyników symulacji skupiono się na obszarze przemiany fazowej, który stanowi obszar warunków pracy magazynu ciepła i jest najbardziej istotny ze względu na eksploatację. W celu dokładniejszego porównania czasu ładowania magazynu w obszarze przemiany fazowej uzyskanego z pomiarów laboratoryjnych i z symulacji na rys. 5.31 zamieszczono charakterystyki czasowe rozkładu temperatury materiału PCM uzyskane z pomiarów (A1–A9) i z symulacji (A1m–A9m), ograniczone do obszaru przemiany fazowej ciała stałe–ciecz.



Rys. 5.31. Charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM w trakcie procesu ładowania przy strumieniu objętości powietrza $100 \text{ dm}^3/\text{min}$ i z zastosowaniem soli Hitec; A1–A9 – wartości pomiarowe, A1m–A9m – wartości pochodzące z symulacji

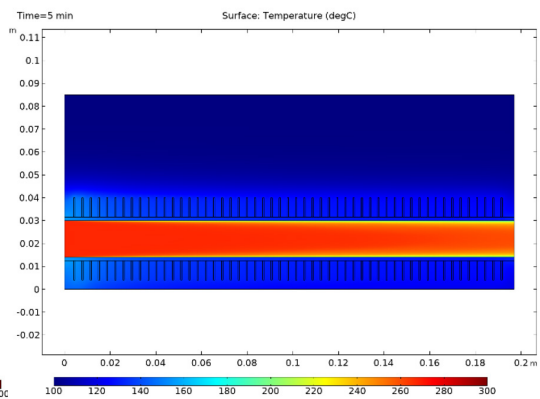
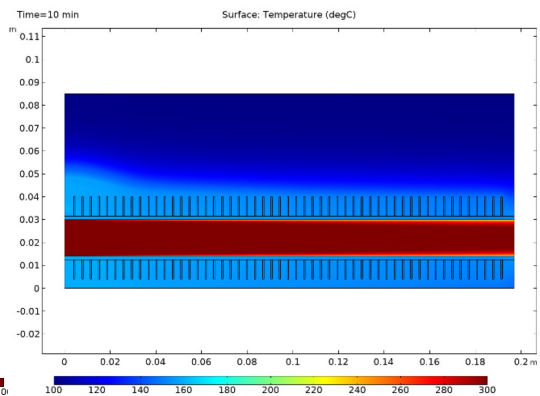
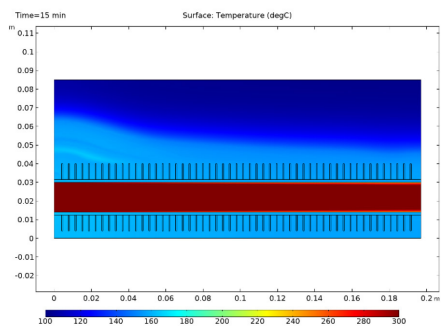
Na podstawie charakterystyk czasowych rozkładu temperatury materiału PCM można stwierdzić, że przemiana fazowa jest obserwowana w temperaturze $150\text{--}160^\circ\text{C}$, pozostaje to zgodne z danymi uzyskanymi z pomiarów. Istotnym parametrem magazynu ciepła jest czas ładowania w zakresie przemiany fazowej. W przypadku symulacji czas ten (τ_s) wynosił ok. 16 min i był zbliżoną wartością do wyniku pomiaru (τ_p) na poziomie 15 min (rys. 5.31).

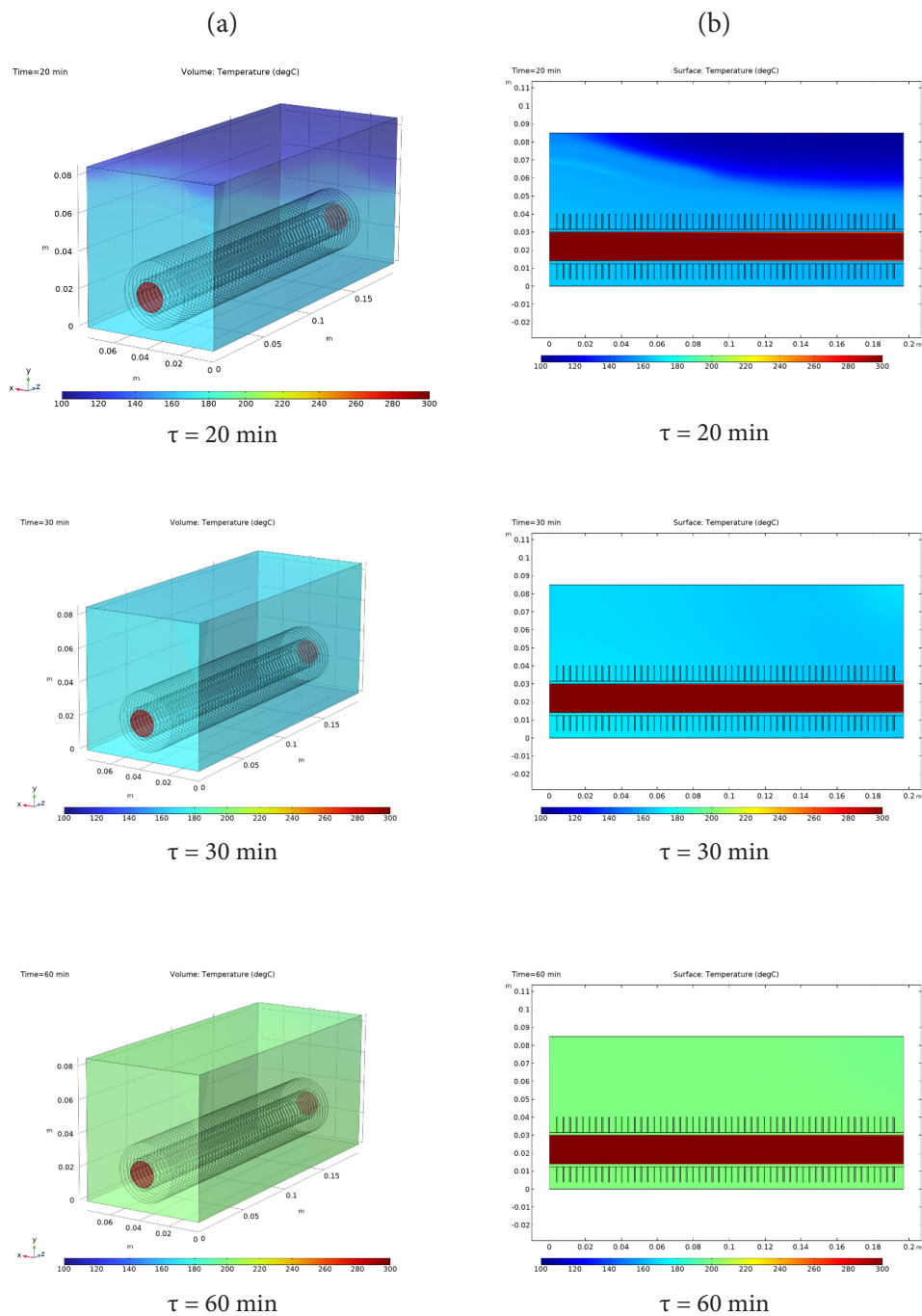
W celu oceny dynamiki ładowania magazynu ciepła uzyskanej na drodze symulacji i pomiarów laboratoryjnych porównano temperaturę końcową materiału akumulującego po czasie ładowania wynoszącym 130 min (rys. 5.14, rys. 5.30). W przypadku pomiarów laboratoryjnych materiał osiągnął średnią temperaturę ok. 255°C (wartość średnia dla punktów A1–A9), w przypadku symulacji natomiast wartość ta wyniosła ok. 256°C , co poskutkowało odchyleniem na poziomie 0,4%. Zestawienie statystyk wyników uzyskanych z symulacji i pomiarów laboratoryjnych zamieszczono w tab. 5.15.

Tabela 5.15. Zestawienie statystyk wyników temperatury i czasu przemiany fazowej uzyskanych z symulacji i pomiarów laboratoryjnych

Parametr	Odchylenie średniej wartości temperatury materiału PCM, %
Temperatura – obszar przemiany fazowej	3,8%
Temperatura – obszar fazy ciekłej	5,9%
Czas przemiany fazowej	6,2%

(b)

 $\tau = 5 \text{ min}$ 
$$\tau = 10 \text{ min}$$

$$\tau = 15 \text{ min}$$



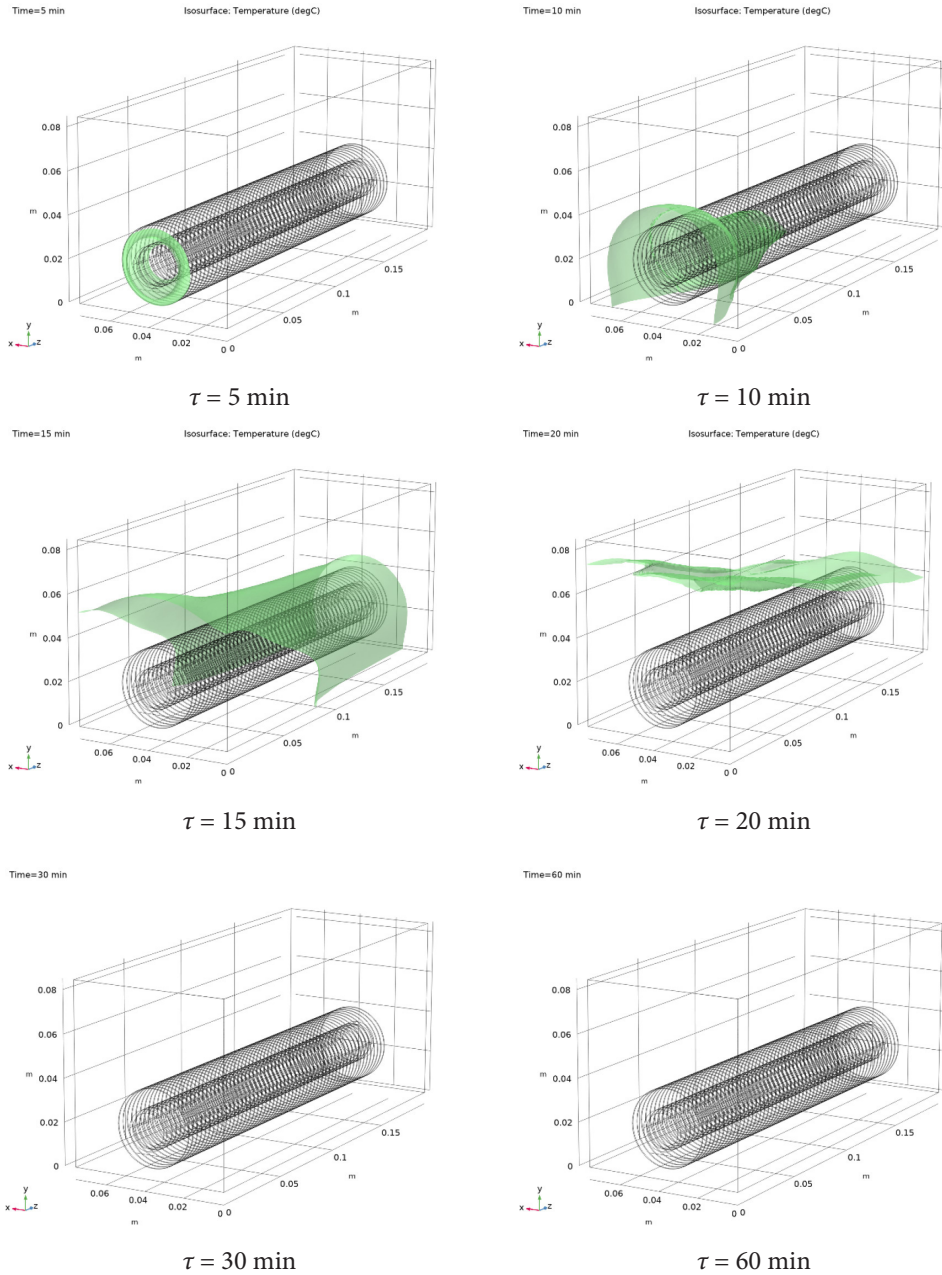
Rys. 5.32. Rozkład temperatury w magazynie ciepła: a) trójwymiarowy, b) w przekroju wzdłużnym

W tabeli 5.15 zestawiono odchylenie średniej wartości temperatury materiału PCM w punktach A1–A9 uzyskanych z symulacji w stosunku do wartości pomiarowych. W obszarze przemiany fazowej odchylenie wynosi 3,8%, a w obszarze fazy ciekłej – 5,9%. Jest to widoczne na rys. 5.30 i rys. 5.31, na których charakterystyki temperatury wykazują dużą zgodność w obszarze przemiany fazowej, w obszarze fazy ciekłej natomiast występuje nieznaczne odchylenie.

Porównanie symulowanej charakterystyki rozkładu temperatury materiału PCM z pomiarową prowadzi do stwierdzenia, że model poprawnie odwzorowuje rozkład temperatury w materiale. O ile w fazie stałej gradient jest wyraźny, o tyle w fazie ciekłej jest on niewielki (rys. 5.14, rys. 5.30). Należy podkreślić, że w zakresie ładowania magazynu w fazie ciekłej występują pewne różnice między charakterystykami pomiarowymi a symulowanymi. Wynika to jednak z warunków prowadzenia pomiarów na stanowisku laboratoryjnym. Laboratoryjny magazyn ciepła jest wyposażony w elementy takie, jak: obudowa, izolacja, pomocnicze elementy konstrukcji, które wpływają na proces ogrzewania materiału PCM. Ponadto w modelu nie uwzględnia się strat ciepła wpływających na wyniki pomiarów. Ze względu na to, że wymienione wcześniej czynniki są specyficzne dla zastosowanego stanowiska laboratoryjnego uwzględnienie ich w modelu numerycznym nie było celowe. Zaobserwowane różnice w charakterystykach temperatury nie są jednak znaczące i nie mają istotnego wpływu na analizę zjawisk i procesów zachodzących w magazynie ciepła w trakcie jego ładowania i rozładowywania. Szczególnie istotne jest, że rozkład temperatury materiału PCM w obszarze przemiany fazowej jest odwzorowywany przez model z wysoką dokładnością. W warunkach eksploatacyjnych zakres przemiany fazowej jest obszarem roboczym magazynu ciepła.

W celu dokładniejszej analizy rozkładu temperatury materiału akumulującego w trakcie ładowania magazynu sporządzono trójwymiarowe mapy rozkładu temperatury w magazynie ciepła. Na rysunku 5.32 przedstawiono rozkład temperatury w magazynie ciepła i w jego przekroju wzdłużnym.

Na podstawie rozkładu temperatury w magazynie ciepła można stwierdzić, że nagrzewanie się materiału akumulującego zachodzi najintensywniej wokół rury ożebrowanej. Widoczne jest ponadto szybsze nagrzewanie się materiału wokół rury od strony wlotu powietrza, a wolniejsze w jej części od strony wylotu. Efekt ten spowodowany jest gradientem temperatury powstającym między wlotem a wylotem rury ożebrowanej i w wyraźny sposób wpływa na przebieg procesu przemiany fazowej. Zilustrowano to na rys. 5.33 przedstawiającym izopowierzchnię odpowiadającą granicy fazy stałej i ciekłej.



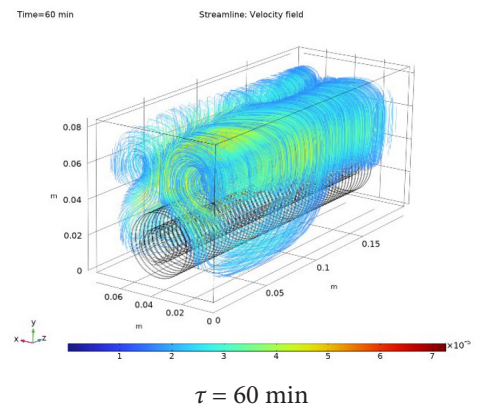
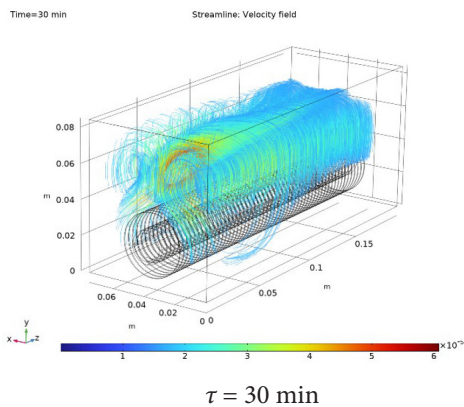
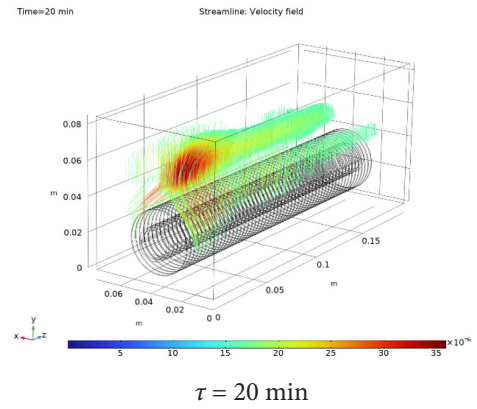
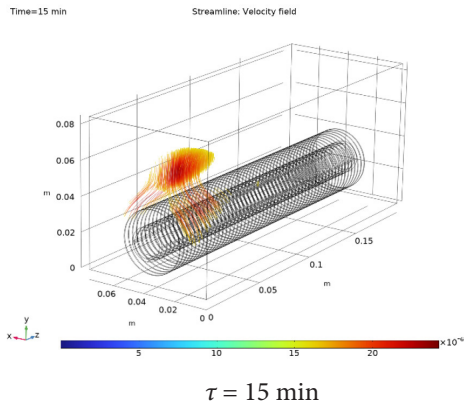
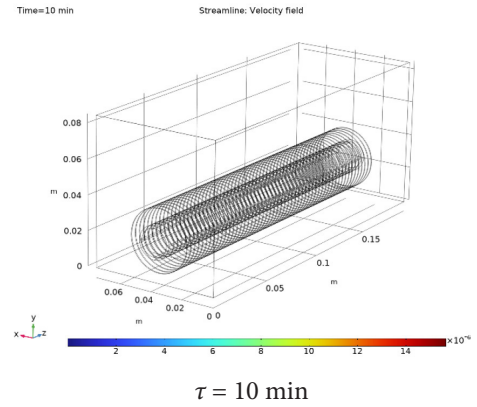
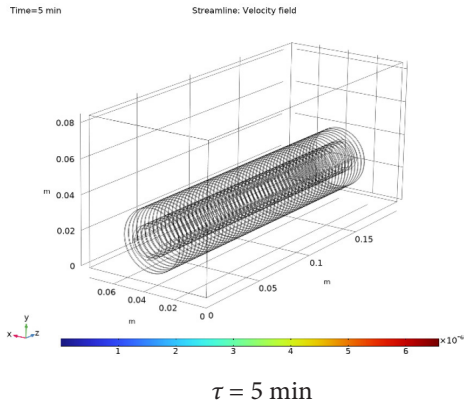
Rys. 5.33. Izopowierzchnia granicy fazy stałej i ciekłej w wybranych punktach czasowych

Opisywany gradient jest widoczny w momencie, w którym materiał akumulujący znajduje się w fazie stałej oraz w stanie przemiany fazowej. W przypadku ciekłego materiału rozkład temperatury jest praktycznie równomierny. Ta obserwacja jest zgodna z wynikami uzyskanymi z pomiarów laboratoryjnych.

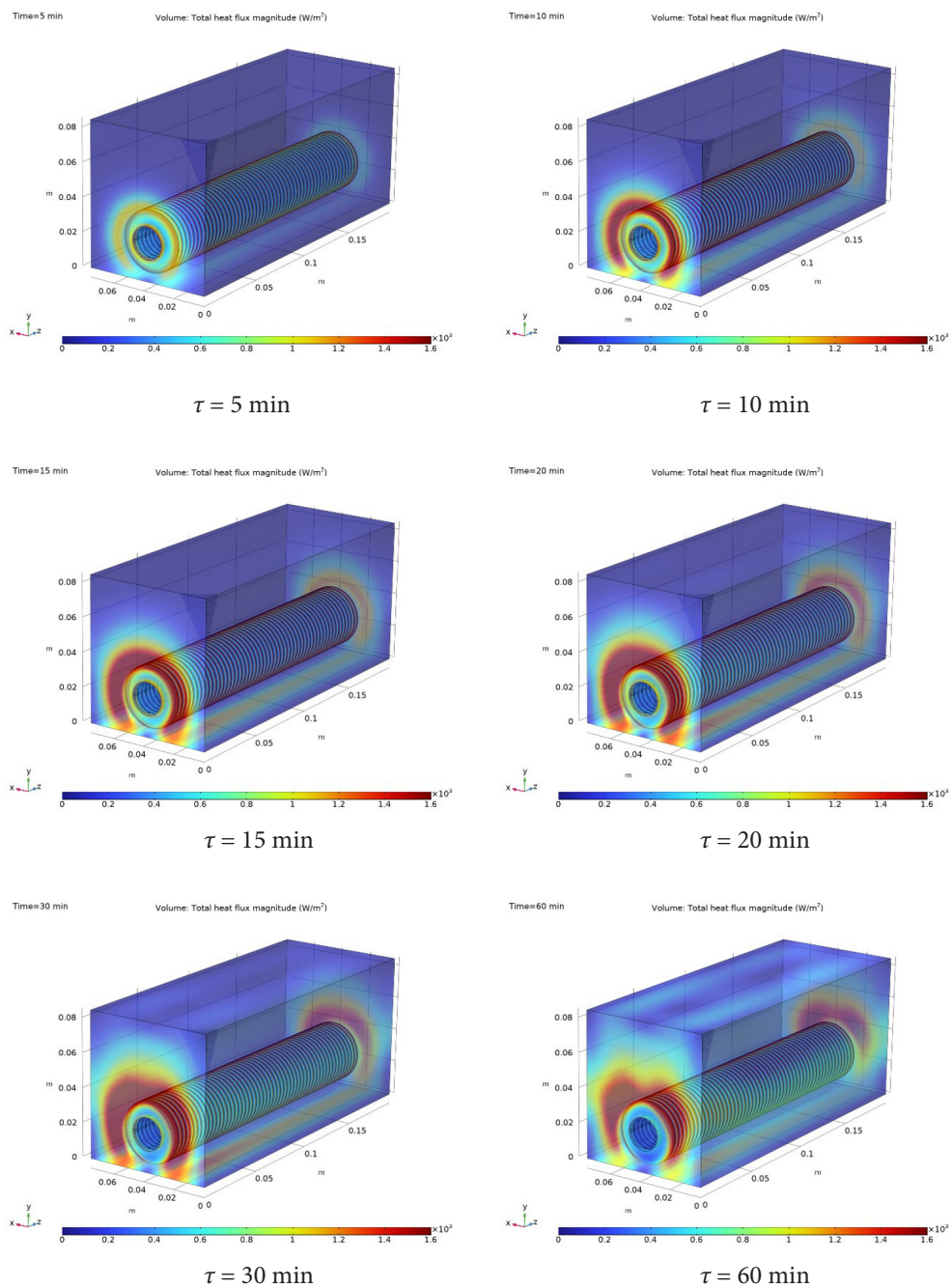
Rozpatrywane zjawisko wiąże się z tym, że w fazie stałej wymiana ciepła zachodzi przez przewodzenie, w fazie ciekłej natomiast pojawia się zjawisko konwekcji. Biorąc pod uwagę niski współczynnik przewodzenia ciepła dla soli nieorganicznych będących materiałem akumulującym, wzrost temperatury stałego materiału w trakcie ładowania magazynu ciepła następuje nierównomiernie. W ciekłym materiale akumulującym pojawia się zjawisko konwekcji intensyfikujące wymianę ciepła w objętości płynu – to prowadzi do praktycznie równomiernego nagrzewania się materiału. Na rysunku 5.34 przedstawiono rozkład prędkości płynu w materiale akumulującym w wybranych punktach czasu.

Dzięki wizualizacji rozkładu prędkości ruchu płynnego materiału akumulującego można scharakteryzować przebieg procesu powstawania konwekcji w materiale PCM. W początkowej fazie ładowania magazynu ciepła materiał akumulujący pozostaje w większości stały i zjawisko konwekcji nie występuje – jest to widoczne na rys. 5.35 w przypadku 5. min i 10. min symulacji. Dopiero po 15 min ładowania w obszarze od strony wlotu powietrza objętość stopionego materiału akumulującego jest dostatecznie duża, aby pojawiła się konwekcja. Największa prędkość warstw płynu jest widoczna w obszarze nad rurą ożebrowaną stanowiącą źródło ciepła. Wraz z kontynuacją ładowania magazynu ciepła, a w konsekwencji zwiększaniem udziału fazy stałej, następuje postęp zjawiska konwekcji w coraz większej objętości materiału PCM. Po 20 minutach ładowania konwekcja jest widoczna w obszarze nad rurą ożebrowaną, a po 30 min – w całej objętości powyżej rury ożebrowanej. Dalsze ładowanie magazynu skutkuje rozwinięciem procesu konwekcji na całą objętość materiału akumulującego w magazynie ciepła. Ważne, aby zwrócić uwagę na to, że kierunek cyrkulacji płynnego materiału odbywa się poprzecznie względem długości magazynu ciepła, od osi rury ożebrowanej w kierunku ścianek bocznych. Największą prędkość obserwuje się w obszarze bezpośrednio nad osią rury ożebrowanej, co wynika z tego, że występuje tam największa różnica temperatur między rurą a materiałem PCM.

W celu określenia wpływu obserwowanych procesów cieplno-przepływowych na wymianę ciepła między rurą ożebrowaną a materiałem wypełniającym magazyn ciepła sporządzono trójwymiarowe wizualizacje rozkładu współczynnika wymiany ciepła (rys. 5.35).



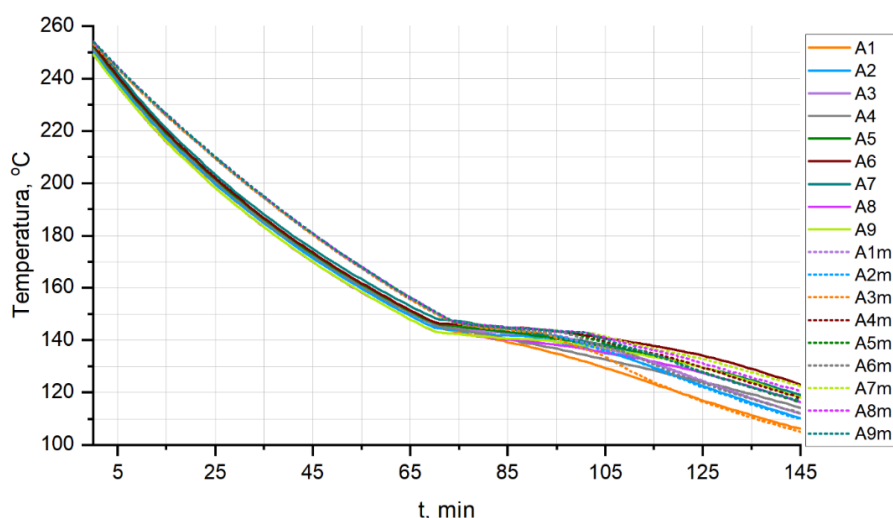
Rys. 5.34. Wizualizacja rozkładu prędkości płynu podczas zjawiska konwekcji w fazie ciekłej materiału akumulującego w wybranych punktach czasu



Rys. 5.35. Rozkład współczynnika wymiany ciepła (W/m²) w magazynie ciepła w wybranych punktach czasu

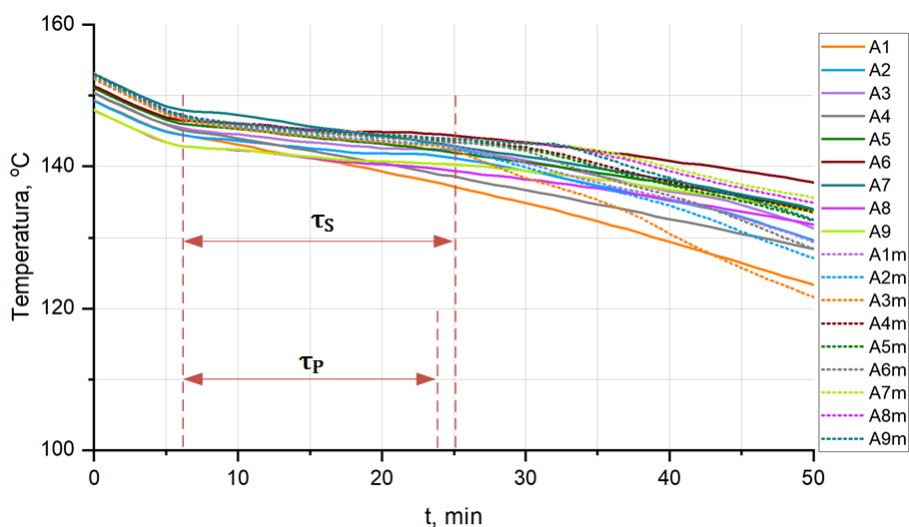
Dzięki analizie rozkładu współczynnika wymiany ciepła można stwierdzić, że najbardziej intensywna wymiana ciepła zachodzi w obszarze wokół rury ożebrowanej. Trzeba zauważyć, że w momencie, w którym konwekcja jest dobrze rozwinięta (w 30. min i 60. min symulacji; rys. 5.35), obszar, gdzie współczynnik wymiany ciepła przyjmuje najwyższe wartości, jest większy i odpowiada kształtem rozkładowi prędkości wynikającemu ze zjawiska konwekcji.

W ramach weryfikacji modelu numerycznego analizę przeprowadzono także dla procesu rozładowywania magazynu ciepła. Na rysunku 5.36 przedstawiono rozkład temperatury materiału PCM w trakcie rozładowywania laboratoryjnego magazynu ciepła uzyskany z pomiarów (A1–9) i z symulacji (A1m–A9m).



Rys. 5.36. Charakterystyka czasowa rozkładu temperatury materiału PCM przy strumieniu objętości powietrza $100 \text{ dm}^3/\text{min}$ i z zastosowaniem soli Hitec; A1–A9 – wartości pomiarowe, A1m–A9m – wartości uzyskane z symulacji

Porównanie charakterystyk rozkładu temperatury materiału PCM uzyskanych z symulacji i z pomiarów w trakcie procesu rozładowywania prowadzi do podobnych wniosków jak w przypadku procesu ładowania magazynu ciepła. Model odwzorowuje w zadowalającym stopniu rozkład temperatury materiału w czasie, przy czym w obszarze fazy ciekłej występuje większe odchylenie średniej wartości temperatury niż w obszarze przemiany fazowej. Na podstawie przedstawionej analizy można stwierdzić, że przemiana fazowa jest obserwowana w temperaturze $135\text{--}145^\circ\text{C}$, jest to zgodne z danymi uzyskanymi z pomiarów. Istotnym parametrem magazynu ciepła jest czas rozładowania w zakresie przemiany fazowej. W przypadku symulacji τ_s wynosił ok. 19 min, co stanowiło zbliżoną wartość do wyniku pomiaru τ_p , czyli 18 min (rys. 5.37).



Rys. 5.37. Charakterystyki czasowe rozkładu temperatury wewnątrz materiału PCM w trakcie procesu rozładowywania przy strumieniu objętości powietrza $100 \text{ dm}^3/\text{min}$ i z zastosowaniem soli Hitec; A1–A9 – wartości pomiarowe, A1m–A9m – wartości uzyskane z symulacji

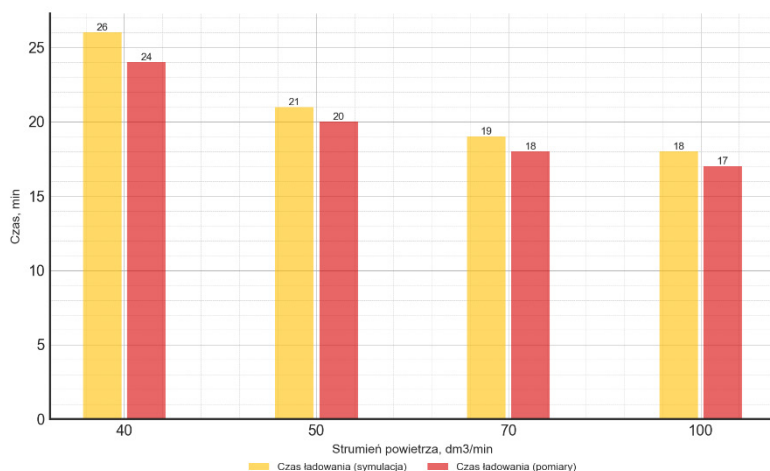
W tabeli 5.16 zestawiono odchylenie średniej wartości temperatury materiału PCM w punktach A1–A9 uzyskanych z symulacji względem wartości pomiarowych. W obszarze przemiany fazowej odchylenie wynosi $3,4\%$, a w obszarze fazy ciekłej osiąga średnią wartość $5,2\%$. Jest to widoczne na rys. 5.36 i 5.37, na których charakterystyki temperatury wykazują dużą zgodność w obszarze przemiany fazowej, w obszarze fazy ciekłej występuje natomiast nieznaczne odchylenie.

Tabela 5.16. Zestawienie statystyk wyników uzyskanych z symulacji procesu rozładowywania i pomiarów laboratoryjnych

Parametr	Odchylenie średniej wartości temperatury materiału PCM, %
Temperatura – obszar przemiany fazowej	3,4%
Temperatura – obszar fazy ciekłej	5,2%
Czas przemiany fazowej	5,5%

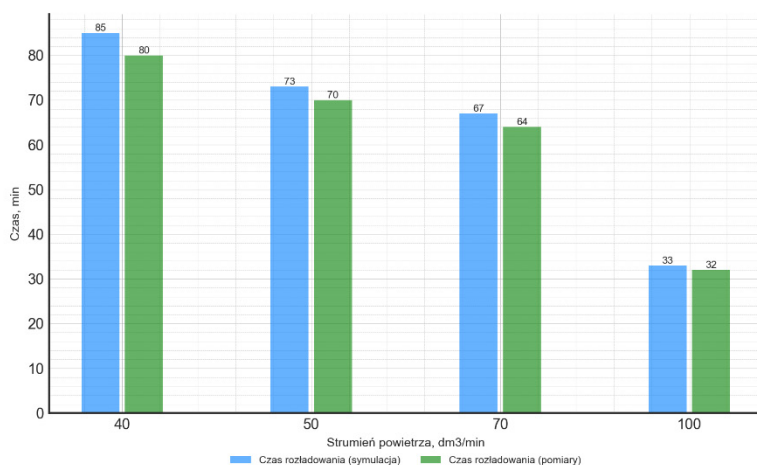
5.4.3 Syntetyczna analiza wyników symulacji numerycznych i pomiarów

Analogiczne symulacje do przedstawionych w podrozdz. 5.4.2 zostały przeprowadzone w celu odwzorowania pozostałych badań laboratoryjnych uwzględniających różne strumienie powietrza i – dodatkowo – pozostałe dwa materiały akumulujące: parafinę RT-82, sól NaNO_3 . W analizie skupiono się na porównaniu czasu ładowania oraz rozładowania magazynu ciepła w obszarze przemiany fazowej. Na rysunkach 5.38–5.43 zestawiono czasy ładowania i rozładowywania magazynu ciepła w zależności od strumienia powietrza.



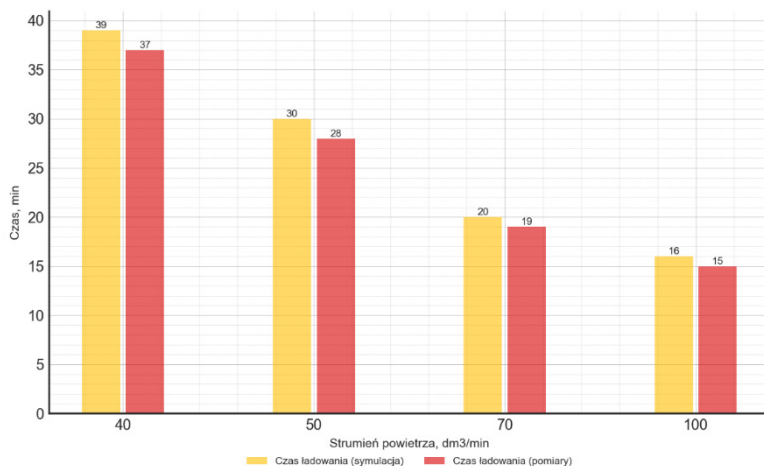
Rys. 5.38. Zestawienie czasów ładowania w obszarze przemiany fazowej uzyskanych z symulacji (kolor żółty) oraz z pomiarów laboratoryjnych (kolor czerwony) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem parafiny RT-82

Na podstawie analizy wyników zestawionych na rys. 5.38 można stwierdzić, że symulowany czas ładowania magazynu ciepła wypełnionego niskotemperaturowym materiałem akumulującym (parafina RT-82) jest nieco zawyżony w stosunku do wartości pomiarowej. Efekt ten występuje w przypadku wszystkich rozpatrywanych wartości strumienia powietrza. Względne odchylenie od wartości pomiarowych wynosi średnio 6,2%.



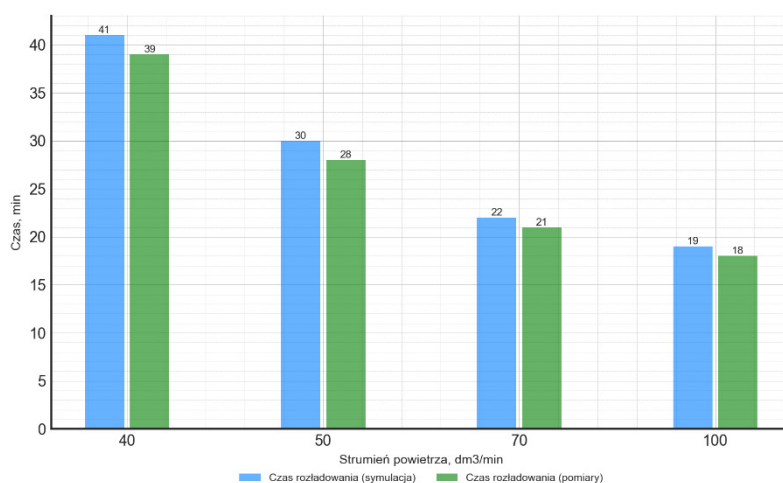
Rys. 5.39. Zestawienie czasów rozładowania w obszarze przemiany fazowej uzyskanych z symulacji (kolor niebieski) i z pomiarów laboratoryjnych (kolor zielony) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem parafiny RT-82

Analogiczna zależność jest obserwowana w przypadku procesu rozładowywania magazynu ciepła wypełnionego parafiną RT-82 (rys. 5.39). Czas rozładowania wyznaczony na podstawie symulacji odbiega od wartości pomiarowych średnio o 4,6%.



Rys. 5.40. Zestawienie czasów ładowania w obszarze przemiany fazowej uzyskanych z symulacji (kolor żółty) i z pomiarów laboratoryjnych (kolor czerwony) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem soli Hitec

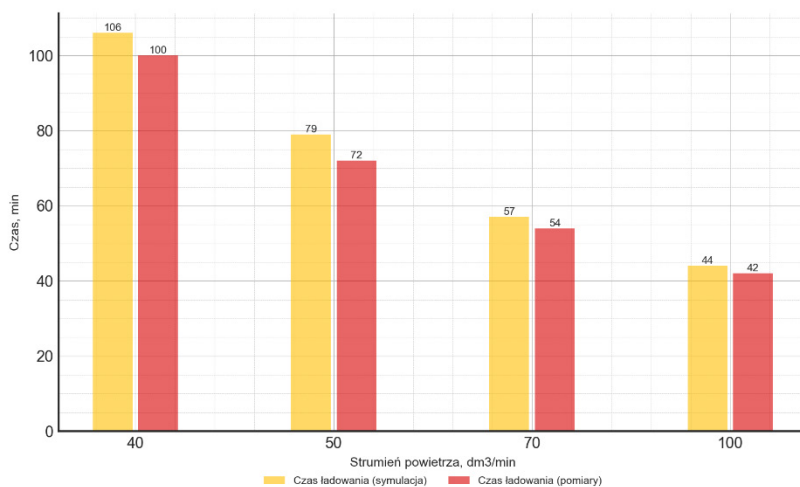
W analizie wyników symulacji magazynu wypełnionego materiałem średnitemperaturowym (sól Hitec) zaobserwowano podobieństwo do wyników poprzednio rozpatrywanego materiału niskotemperaturowego. Odchylenie symulowanej wartości czasu ładowania i rozładowania magazynu ciepła od wartości rzeczywistych jest na analogicznym poziomie, czyli 6,1% w przypadku ładowania, a 5,6% – rozładowania.



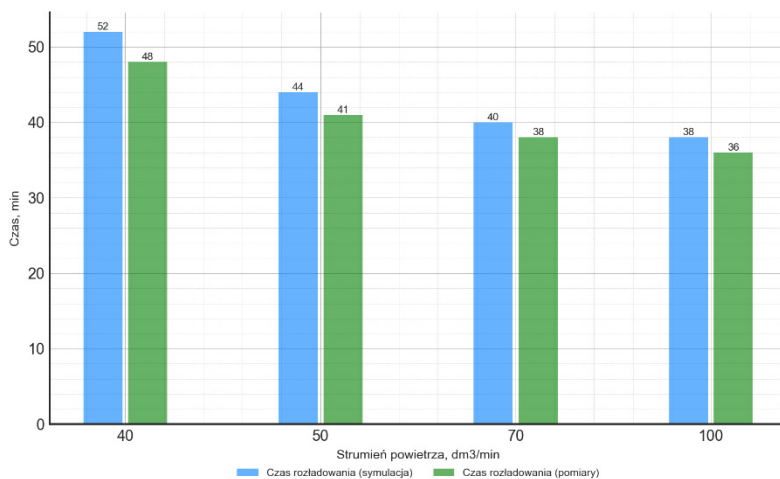
Rys. 5.41. Zestawienie czasów rozładowania w obszarze przemiany fazowej uzyskanych z symulacji (kolor niebieski) i z pomiarów laboratoryjnych (kolor zielony) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem soli Hitec

W przypadku magazynu wypełnionego materiałem wysokotemperaturowym (solą NaNO_3) czas ładowania i rozładowania uzyskany z symulacji jest w nieznacznie dłuższy w stosunku do czasu wyznaczonego na podstawie pomiarów laboratoryjnych. Odchylenie średnie czasu ładowania wynosiło 6,5%, a rozładowania – 6,6%.

Biorąc pod uwagę wszystkie przeprowadzone symulacje, średnie odchylenie czasu ładowania wyniosło 6,3%, a rozładowania – 5,6%. Na uwagę zasługuje to, że odchylenie symulowanego czasu ładowania/rozładowania względem wartości rzeczywistych jest na podobnym poziomie w przypadku zarówno różnych wartości strumienia powietrza, jak i różnych rodzajów materiału akumulującego. Ten wniosek jest bardzo istotny ponieważ, jest możliwe zastosowanie współczynników korekcyjnych czasu ładowania oraz rozładowania. A to w konsekwencji umożliwia dokładniejsze estymowanie rzeczywistego czasu ładowania/rozładowania magazynu ciepła opartego na symulacjach numerycznych.



Rys. 5.42. Zestawienie czasów ładowania w obszarze przemiany fazowej uzyskanych z symulacji (kolor żółty) i z pomiarów laboratoryjnych (kolor czerwony) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem soli NaNO_3



Rys. 5.43. Zestawienie czasów rozładowania w obszarze przemiany fazowej uzyskanych z symulacji (kolor niebieski) i z pomiarów laboratoryjnych (kolor zielony) w zależności od strumienia powietrza i z zastosowaniem soli NaNO_3

W tabeli 5.17 zamieszczono współczynniki korekcyjne umożliwiające zwiększenie dokładności estymacji czasu ładowania/rozładowania magazynu ciepła.

Tabela 5.17. Współczynniki korekcyjne czasu ładowania/rozładowania magazynu ciepła

Proces	Współczynnik korekcyjny
Ładowanie	$\tau_K = \frac{\tau_S}{1,063}$
Rozładowanie	$\tau_K = \frac{\tau_S}{1,056}$

gdzie: τ_K – skorygowany czas ładowania/rozładowania, min; τ_S – czas ładowania/rozładowania wyznaczony z symulacji numerycznej, min.

6. Weryfikacja metody w warunkach rzeczywistych

Wprowadzenie

W rozdziale 5 dokonano weryfikacji metody modelowania magazynów ciepła w warunkach laboratoryjnych. Analizie poddano wyniki pomiarów parametrów dynamicznych magazynu z uwzględnieniem trzech rodzajów materiału akumulującego: nisko-, średnio- i wysokotemperaturowego. Na ich podstawie przeprowadzono symulacje procesu ładowania i rozładowania przy użyciu trójwymiarowego modelu numerycznego opisanego w rozdz. 4. Wykazano, że zastosowanie opracowanej metody modelowania umożliwia poprawne odwzorowanie procesów zachodzących w magazynie ciepła w trakcie jego pracy.

W niniejszym rozdziale skoncentrowano się na weryfikacji metody modelowania i projektowania magazynów ciepła w warunkach współpracy magazynu pilotażowego z instalacją przemysłową.

6.1. Zastosowanie magazynu ciepła z przemianą fazową w warunkach rzeczywistych

Przedstawiona w poprzednich rozdziałach metoda projektowania i badania magazynów ciepła została zastosowana do rozwiązania problemu technologicznego w warunkach przemysłowych. Problem dotyczył zmienności pracy jednego ze źródeł pary w instalacji znajdującej się w Hucie Miedzi Legnica, której schemat przedstawiono na rys. 6.1.

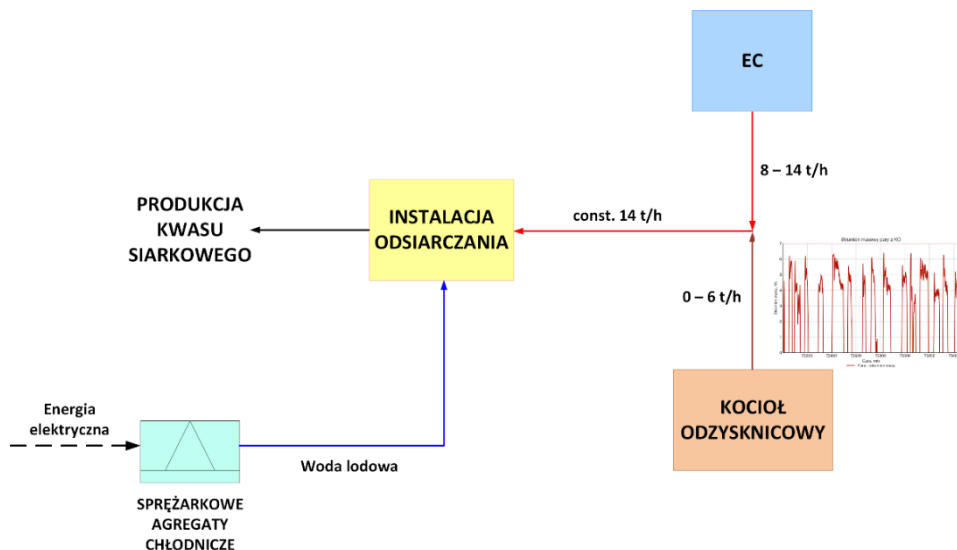
W stanie pierwotnym instalacja odsiarczania zasilana jest parą wodną pochodzącą z dwóch źródeł: kotła odzysknicowego, elektrociepłowni (rys. 6.1). Elektrociepłownia stanowi podstawowe źródło pary, kocioł odzysknicowy jest natomiast źródłem uzupełniającym. Strumień pary technologicznej dostarczanej do instalacji odsiarczania wynika z jej stałego zapotrzebowania i wynosi 14 t/h. Kolektor doprowadzający parę do instalacji odsiarczania jest zasilany parą wylotową z ciepłowniczej turbiny przeciwprężnej oraz

parą upustową z dwóch turbin upustowo-kondensacyjnych. Najczęściej wykorzystywana jest turbina upustowo-kondensacyjna.

Kocioł odzysknicowy spełnia dwie funkcje: odzyskuje ciepło pochodzące z katalitycznego utleniania dwutlenku siarki SO_2 do trójtlenku siarki SO_3 , które zachodzi przy produkcji kwasu siarkowego i jednocześnie schładza gaz procesowy. Stężenie SO_2 w strumieniu gazu procesowego zmienia się 2,5–11% (V/V). Praca kotła odzysknicowego uzależniona jest od ilości ciepła wydzielanego w procesie utleniania SO_2 , co wprost wynika z jego stężenia w gazie procesowym. Próg autotermiczności procesu katalitycznego utleniania SO_2 wynosi 5,5%, tzn. powyżej tej wartości stężenia SO_2 powstaje nadwyżka ciepła. W rezultacie zmienne stężenie SO_2 w gazie procesowym skutkuje zmiennym strumieniem ciepła wytwarzanym w procesie utleniania. Kocioł odzysknicowy jest uruchamiany tylko wtedy, kiedy występuje nadwyżka ciepła, tj. przy stężeniach powyżej progu autotermiczności. W konsekwencji strumień masy pary wytwarzanej w KO zmienia się 0–6 t/h. Aby zapewnić stały strumień pary kierowany do instalacji odsiarczania, jest konieczna regulacja strumienia pary pobieranego z elektrociepłowni, co negatywnie wpływa na stabilność pracy turbozespołów.

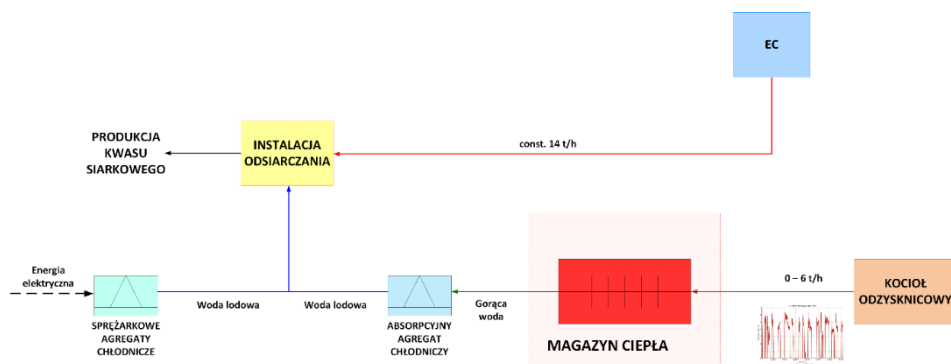
Ponadto instalacja wymaga także dostarczenia chłodu w postaci wody lodowej. W stanie pierwotnym woda lodowa jest wytwarzana w sprężarkowych agregatach chłodniczych zasilanych energią elektryczną.

Opracowanym rozwiązaniem problemu wynikającego z wahań strumienia pary z kotła odzysknicowego jest zastosowanie magazynu ciepła. Rolą magazynu ciepła jest wyrównywanie wahań strumienia ciepła wytwarzanego przez kocioł odzysknicowy.



Rys. 6.1. Schemat ideowy instalacji w Hucie Miedzi Legnica

Schemat ideowy zmodyfikowanej instalacji wyposażonej w magazyn ciepła przedstawiono na rys. 6.2.

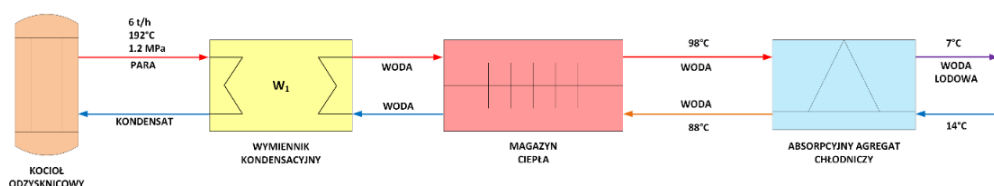


Rys. 6.2. Schemat ideowy zmodyfikowanej instalacji w HML rozbudowanej o magazyn ciepła

Modyfikacja układu polega na dodaniu dwóch zasadniczych komponentów instalacji: magazynu ciepła, absorpcyjnego agregatu chłodniczego. W zmodyfikowanej instalacji stały strumień pary z elektrociepłowni jest kierowany do instalacji odsiarczania, co w pełni odpowiada zapotrzebowaniu instalacji na parę i w konsekwencji eliminuje problem wahań. Z kolei zmienny strumień pary z kotła odzysknicowego, zamiast do instalacji odsiarczania jest kierowany do magazynu ciepła. Magazyn ciepła ma za zadanie wyrównywać wahania strumienia ciepła i wytwarzać po stronie wtórnej stały strumień gorącej wody niezbędny do zasilania absorpcyjnego agregatu chłodniczego wytwarzającego wodę lodową. Na tej zasadzie do instalacji odsiarczania kierowany jest stały strumień zarówno pary, jak i wody lodowej. Dodatkowym efektem modyfikacji układu jest zmniejszenie zużycia energii elektrycznej przez sprężarkowe agregaty chłodnicze, ze względu na to, że część wody lodowej wytwarzana jest w absorpcyjnym agregacie chłodniczym.

W celu zaprojektowania magazynu ciepła z możliwością zastosowania w instalacji przedstawionej na rys. 6.2 wykorzystano specjalnie opracowaną metodykę opisaną w rozdz. 2. W pierwszym kroku określono wytyczne wynikające z funkcji, jaką ma spełniać magazyn ciepła w rozpatrywanej instalacji przemysłowej.

Na rysunku 6.3 przedstawiono schemat układu z magazynem ciepła przewidzianym do integracji z kotłem odzysknicowym oraz absorpcyjnym agregatem chłodniczym. Na schemacie zamieszczono kluczowe komponenty systemu, tj. kocioł odzysknicowy, wymiennik kondensacyjny (W_1), magazyn ciepła i absorpcyjny agregat chłodniczy, a także parametry wynikające z warunków pracy kotła odzysknicowego i agregatu chłodniczego. Stanowią one wytyczne do sporządzenia bilansu układu, a w dalszych krokach zaprojektowania magazynu ciepła.

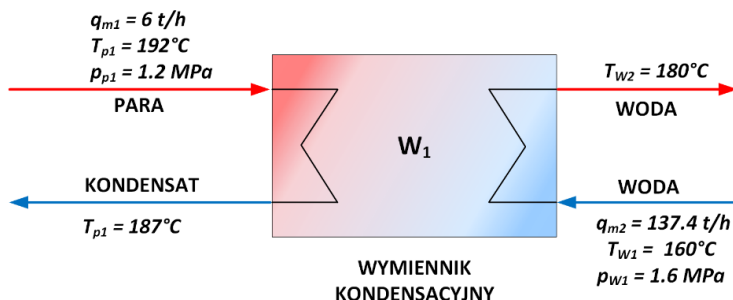


Rys. 6.3. Schemat układu z magazynem ciepła przewidzianym do integracji z kotłem odzyskicowym i absorpcyjnym agregatem chłodniczym

6.2. Obliczenia bilansowe rzeczywistego systemu magazynowania ciepła

Obliczenia bilansowe układu przedstawionego na rys. 6.3 przeprowadzono z uwzględnieniem wymiennika kondensacyjnego zasilanego zmiennym strumieniem pary z kotła odzyskicowego, magazynu ciepła i absorpcyjnego agregatu chłodniczego.

Wymiennik kondensacyjny jest niezbędny do przekazywania ciepła pochodzącego z pary do magazynu ciepła, ponieważ nie jest możliwe skondensowanie pary bezpośrednio w magazynie. Schemat bilansowy wymiennika przedstawiono na rys. 6.4.



Rys. 6.4. Schemat bilansowy wymiennika kondensacyjnego W_1

Do obliczeń przyjęto maksymalny strumień pary z kotła odzyskicowego wynoszący 6 t/h. W celu odzyskania maksymalnego strumienia ciepła para z kotła odzyskicowego o parametrach $T_{p1} = 192^\circ\text{C}$ oraz ciśnieniu $p_{p1} = 1,2 \text{ MPa}$ ulega całkowitej kondensacji. Po uwzględnieniu zawartych w tablicach parametrów wody i pary IAPWS97 [179] wyznaczono temperaturę nasycenia pary przy ciśnieniu $p_{p1} = 1,2 \text{ MPa}$, która wyniosła $187,9^\circ\text{C}$. Na tej podstawie założono temperaturę kondensatu na wylocie z wymiennika równą 187°C .

Czynnikiem odbierającym ciepło od pary jest woda o parametrach przedstawionych na rys. 6.4 mająca za zadanie zasilać magazyn ciepła. W obliczeniach przyjęto, że woda na wlocie do strony wtórnej wymiennika będzie mieć 160°C i ulegnie podgrzaniu do temperatury 180°C. Dobór wartości temperatury wody na wlocie i wylocie z wymiennika po stronie wtórnej wynika z temperatury przemiany fazowej materiału wypełniającego magazyn ciepła wynoszącej 150°C (por. rozdz. 3). Aby zapewnić wymianę ciepła między czynnikiem ładującym i materiałem akumulującym w magazynie, temperatura czynnika na wlocie oraz na wylocie z magazynu musi być wyższa niż temperatura przemiany fazowej (szczegółowo opisano to w poprzednich rozdziałach). Na tej podstawie i z wykorzystaniem równań (4.2) oraz (4.3) obliczono strumień masy wody po stronie wtórnej wymiennika W1 wynoszący 137 t/h, a także strumień ciepła przekazywany przez wymiennik kondensacyjny, który wyniósł 3,3 MW.

Powierzchnię wymiany ciepła wyznaczono natomiast z przyjęciem typowej dla tego typu wymienników wartości współczynnika przenikania ciepła $k = 1,67 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ (uwzględniającego kondensację pary po stronie pierwotnej wymiennika i przepływ wody po stronie wtórnej) na podstawie wzoru:

$$A = \frac{Q}{k \cdot \Delta T_L} \quad (6.1)$$

gdzie: A – powierzchnia wymiany ciepła, m^2 ; Q – strumień ciepła przekazywany przez wymiennik, kW; k – współczynnik przenikania ciepła, $\text{kW/m}^2 \text{ K}$; ΔT_L – logarytmiczna różnica temperatur, K.

Obliczone parametry wymiennika kondensacyjnego zestawiono w tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Parametry kondensacyjnego wymiennika ciepła

Parametr	Jednostka	Wartość
Strumień przekazywanego ciepła	MW	3,31
Strumień masy wody po stronie wtórnej	t/h	137,1
Powierzchnia wymiany ciepła	m^2	105,8

Danymi wejściowymi do realizacji obliczeń bilansowych magazynu ciepła są wyniki bilansu źródła ciepła i wyniki analiz charakterystyk pracy kotła odzysknicowego.

Podstawowym zadaniem magazynu ciepła w projektowanym systemie (rys. 6.2, rys. 6.3) jest możliwość dostarczania ciągłego strumienia ciepła z magazynu do agregatu absorpcyjnego przy jednoczesnym zmiennym strumieniu ciepła zasilającym magazyn. Aby to osiągnąć, konieczny jest właściwy dobór dwóch podstawowych parametrów magazynu ciepła:

- pojemności cieplnej magazynu,
- mocy rozładowania magazynu.



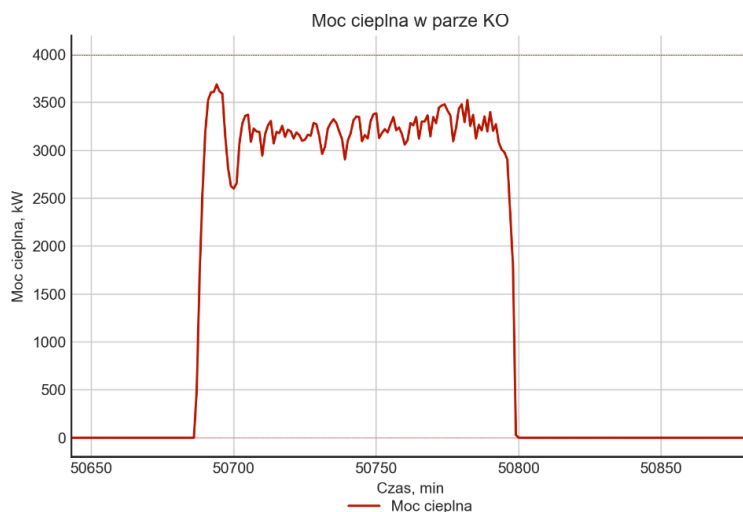
Rys. 6.5. Przykładowa charakterystyka czasowa strumienia ciepła generowanego przez kocioł odzysknicowy

Wymienione parametry wpływają na dynamikę i czas rozładowywania magazynu. Żeby układ mógł pracować w sposób ciągły i unikać przy tym stanu całkowitego rozładowania magazynu, pojemność cieplną i moc rozładowania należy dostosować do charakterystyki źródła ciepła zgodnie z równaniami przedstawionymi w podrozdz. 4.1. Ze względów praktycznych w określonej jednostce czasu ilość ciepła przekazana do magazynu musi bilansować się z ilością ciepła pobranego z magazynu. Wybór długości jednostki czasu zależy od charakterystyki zmienności pracy źródła ciepła.

W analizowanym przypadku kotła odzysknicowego przeprowadzono analizę charakterystyk generowanego strumienia ciepła z wykorzystaniem rzeczywistych danych pomiarowych określonych w trakcie jednego roku. Dane pomiarowe zbierano i zapisywano z interwałem jednej minuty. Przykładową charakterystykę strumienia ciepła w ciągu jednej doby przedstawiono na rys. 6.5. Ze szczegółowej analizy danych pomiarowych z pracy kotła wynika, że kocioł pracuje średnio w cyklu 2-godzinnym, tj. kocioł generuje strumień ciepła przez średnio 2 h, a następnie występuje 2-godzinna przerwa. Przykład charakterystyki odnoszącej się do 4-godzinnego okresu czasu pracy kotła zamieszczono na rys. 6.6.

Na podstawie przeprowadzonych analiz do bilansowania magazynu ciepła przyjęto okres 4-godzinny z założeniem ciągłej pracy kotła przez 2 h. Strumień ciepła generowanego przez kocioł to ok. 3,31 MW, co odpowiada jednocześnie mocy wymiennika kondensacyjnego zasilającego magazyn (por. tab. 6.1). Z wykorzystaniem zależności:

$$Q = Q_{KO} \cdot \tau_L \quad (6.2)$$



Rys. 6.6. Przykładowa charakterystyka czasowa strumienia ciepła generowanego przez kocioł odzysknicowy w trakcie wybranych 4 godzin pracy kotła

gdzie: Q – ilość ciepła wytworzonego przez kocioł odzysknicowy, kWh; $\dot{Q}$ – strumień ciepła, kW; γ – czas, h

Obliczono ilość ciepła przekazywanego do magazynu w trakcie jednego cyklu wynoszącą 6,62 kWh (23,8 GJ). Dzięki temu jest możliwe określenie maksymalnej mocy rozładowania magazynu ciepła zapewniającej ciągłą pracę przez 4 h:

$$\dot{Q}_R = \frac{Q}{\gamma} \quad (6.3)$$

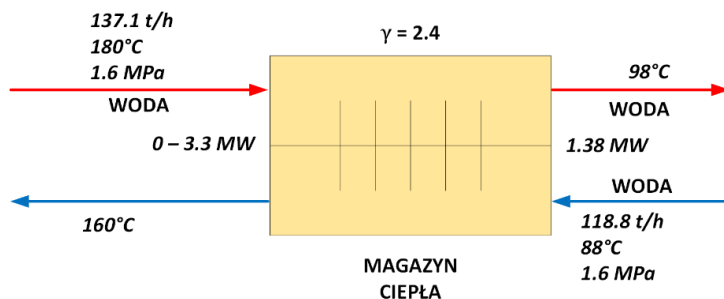
gdzie: $\dot{Q}_L$ – maksymalna moc rozładowania magazynu ciepła, kW; γ – współczynnik przełożenia.

Zastosowany w równaniu (6.3) współczynnik przełożenia stanowi stosunek mocy ładowania magazynu do mocy rozładowania, czyli:

$$\gamma = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_R} = \frac{\frac{Q}{\tau_L}}{\frac{Q}{\tau_R}} = \frac{\tau_L}{\tau_R} \quad (6.4)$$

gdzie: $\dot{Q}_L$ – moc ładowania magazynu, kW; τ_L – czas rozładowania, h.

W omawianym przypadku, przy założeniu, że magazyn ciepła ładowany jest przez 2 h, a następnie występują 2 h przerwy, a rozładowanie realizowane jest w sposób ciągły przez 4 h – współczynnik przełożenia wynosi $\gamma = 2$. Z uwzględnieniem jednak pewnej zmienności rzeczywistej charakterystyki ładowania i występujących strat rzeczywisty współczynnik przełożenia zwiększa się o 20%. Finalnie do obliczenia mocy rozładowania magazynu (równanie (6.3)) przyjęto $\gamma = 2,4$ – czyli maksymalna moc rozładowania magazynu wynosi 1,38 MW.



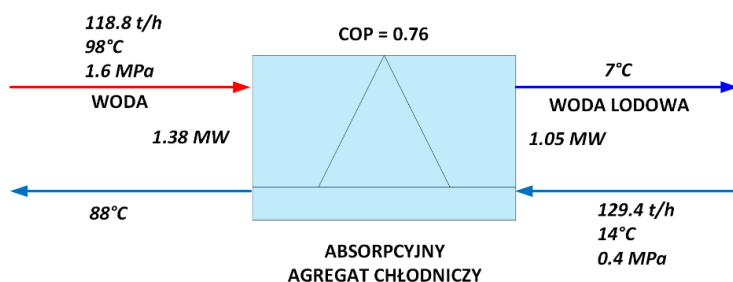
Rys. 6.7. Schemat bilansowy magazynu ciepła

Pojemność cieplną magazynu wyznaczono na podstawie ilości przekazywanego ciepła (23,8 GJ) obliczonego na podstawie równania (6.2), którą zwiększono do 30 GJ (o 26%). Zestawienie parametrów magazynu ciepła zamieszczono w tab. 6.2.

Tabela 6.2. Parametry magazynu ciepła

Parametr	Jednostka	Wartość
Strumień ciepła po stronie ładowania (moc ładowania)	MW	3,31
Temperatura wody na wlocie (strona ładująca)	°C	180
Temperatura wody na wylocie (strona ładująca)	°C	160
Strumień wody (strona ładująca)	t/h	137,1
Strumień ciepła po stronie rozładowania (moc rozładowania)	MW	1,38
Temperatura wody na wlocie (strona rozładowująca)	°C	88
Temperatura wody na wylocie (strona rozładowująca)	°C	98
Strumień wody (strona rozładowująca)	t/h	118,8
Pojemność cieplna magazynu	GJ	30
Współczynnik przełożenia	–	2,4
Czas ładowania	min	120
Czas rozładowania	min	240

Na podstawie strumienia ciepła pobieranego z magazynu (moc rozładowania) przeprowadzono obliczenia bilansowe absorpcyjnego agregatu chłodniczego, jego schemat bilansowy przedstawiono na rys. 6.8.



Rys. 6.8. Schemat bilansowy absorpcyjnego agregatu chłodniczego

Agregat absorpcyjny zasilany jest gorącą wodą o temperaturze 98°C pobieraną z magazynu ciepła, która ulega schłodzeniu w agregacie do temperatury 88°C. Po stronie chłodniczej (wtórnej) jest wytwarzany strumień wody lodowej o temperaturze 7°C. Woda na wlocie do strony chłodniczej ma temperaturę 14°C, co wynika z pracy instalacji odsiarczania (rys. 6.2).

Zgodnie ze specyfikacją techniczną serii jednostopniowych absorpcyjnych agregatów chłodniczych firmy Broad X (typ BDH) ich współczynnik sprawności COP wynosi 0,76. Z uwzględnieniem strumienia ciepła po stronie pierwotnej – 1,38 MW i współczynnika COP obliczono natomiast moc chłodniczą wytwarzaną po stronie wtórnej:

$$\dot{Q}_{CH} = \dot{Q}_R \cdot \text{COP} \quad (6.5)$$

gdzie: – moc chłodnicza agregatu, kW; COP – współczynnik sprawności agregatu,

a następnie z uwzględnieniem temperatury wody lodowej na wlocie i na wylocie z części chłodniczej agregatu – strumień wody lodowej:

$$q_{mL} = \frac{Q_{CH}}{H(t_{L1}, p_{L1}) - H(t_{L2}, p_{L2})} \quad (6.6)$$

gdzie: q_{mL} – strumień masy wody lodowej, kW; $H(T, p)$ – entalpia wody w funkcji temperatury i ciśnienia, kJ/kg; t_{L1} – temperatura wody lodowej na wlocie do agregatu, °C; t_{L2} – temperatura wody lodowej na wylocie z agregatu, °C; p_{L1} – ciśnienie wody lodowej na wlocie do agregatu, MPa; p_{L2} – ciśnienie wody lodowej na wylocie z agregatu, MPa.

Zestawienie parametrów absorpcyjnego agregatu chłodniczego zamieszczono w tab. 6.3.

Tabela 6.3. Parametry bilansowe absorpcyjnego agregatu chłodniczego

Parametr	Jednostka	Wartość
Strumień ciepła po stronie zasilającej (pierwotnej)	MW	1,38
Temperatura wody na wlocie (strona pierwotna)	°C	98
Temperatura wody na wylocie (strona pierwotna)	°C	88
Strumień wody (strona pierwotna)	t/h	118,8
Moc chłodnicza	MW	1,05
Temperatura wody lodowej na wlocie (strona wtórna)	°C	14
Temperatura wody lodowej na wylocie (strona wtórna)	°C	7
Strumień wody lodowej	t/h	129,4

Z wykorzystaniem obliczonych parametrów agregatu i na podstawie katalogu Broad dokonano doboru modelu urządzenia z serii BDH. Katalogowe parametry agregatu Broad BDH 100 przedstawiono w tab. 6.4. Z porównania parametrów bilansowych do danych katalogowych wynika, że dobrany agregat jest przewidziany do pracy z 98,8-procentowym obciążeniem.

Tabela 6.4. Parametry katalogowe agregatu chłodniczego typu Broad BDH 100

Parametr	Jednostka	Wartość
Strumień ciepła po stronie zasilającej (pierwotnej)	MW	1,397
Temperatura wody na wlocie (strona pierwotna)	°C	98
Temperatura wody na wylocie (strona pierwotna)	°C	88
Strumień wody (strona pierwotna)	t/h	119,6
Moc chłodnicza	MW	1,062
Temperatura wody lodowej na wlocie (strona wtórna)	°C	14
Temperatura wody lodowej na wylocie (strona wtórna)	°C	7
Strumień wody lodowej	t/h	125,0

6.3 Pilotażowa instalacja magazynowania ciepła

W celu sprawdzenia technologii magazynowania ciepła z wykorzystaniem przemiany fazowej i weryfikacji poprawności założeń projektowych w warunkach rzeczywistych zaprojektowano i zbudowano magazyn ciepła w skali pilotażowej. Miał on odwzorować funkcjonowanie docelowego magazynu ciepła i dzięki temu umożliwić zarówno spraw-

dzenie technologii zmiennofazowego magazynowania ciepła w warunkach przemysłowych, jak i weryfikację opisywanej w niniejszej pracy metody badania projektowania magazynów ciepła.

6.3.1 Założenia i wytyczne pilotażowej instalacji magazynowania ciepła

Głównym założeniem przy projektowaniu pilotażowego magazynu ciepła było zastosowanie materiałów i rozwiązań, które mogą zostać bezpośrednio zastosowane w instalacji w pełnej skali. Dlatego użyto materiału akumulującego dostosowanego do parametrów czynnika zasilającego i rozładowującego. Szczegółowe kryteria i metodykę doboru materiału akumulującego opisano w rozdz. 2.

Przyjęta pojemność cieplna magazynu pilotażowego wynosiła 500 MJ w obszarze przemiany fazowej. Biorąc pod uwagę, że pojemność cieplna bezpośrednio wynika z masy materiału zmiennofazowego wewnątrz magazynu, a moc ładowania i rozładowania jest zależna od powierzchni wymiany ciepła (konstrukcji i układu rur) był niezbędny wybór optymalnej geometrii zapewniającej jak największą powierzchnię wymiany ciepła przy jednoczesnym zachowaniu możliwie wysokiego współczynnika wypełnienia materiałem akumulującym.

W wyniku przeprowadzenia procedury optymalizacyjnej uzyskano układ najbardziej efektywny z punktu widzenia wymiany ciepła, który jednocześnie miał jak najwyższy wskaźnik wypełnienia materiałem akumulującym.

W celu przeprowadzenia badań i sprawdzenia funkcjonowania pilotażowego magazynu ciepła w warunkach rzeczywistych magazyn zainstalowano na terenie elektrowni EC-4 w Legnicy. Ze względu na dostępność i parametry mediów technologicznych na terenie EC-4 dokonano wyboru czynnika zasilającego magazyn i czynnika rozładowującego, tak aby ich parametry były możliwie zbliżone do tych, które występują w projektowanej instalacji w skali docelowej.

Czynnikiem zasilającym magazyn ciepła była para o parametrach:

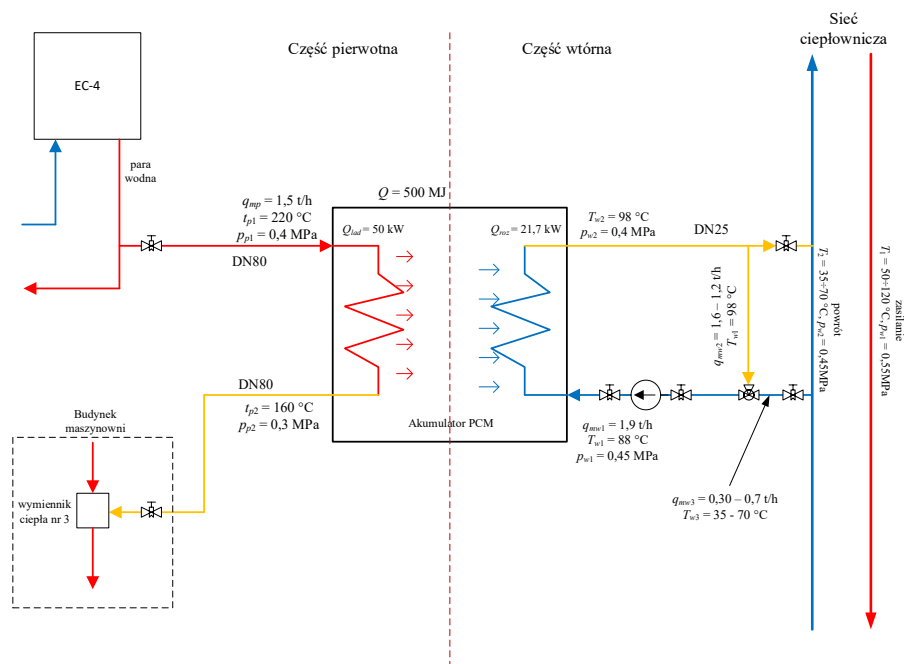
- temperatura: 220°C,
- ciśnienie: 0,4 MPa,
- strumień masy: 0–2 t/h.

Czynnikiem rozładowującym magazyn była woda z powrotu sieci ciepłowniczej o parametrach:

- a) temperatura: 88°C (stabilizowana przez układ regulacji w celu odwzorowania pracy absorpcyjnego agregatu chłodniczego),
- b) ciśnienie: 0,45 MPa.

6.3.2 Obliczenia bilansowe pilotażowego magazynu ciepła

Obliczenia bilansowe magazynu ciepła w skali pilotażowej zostały przeprowadzone z wykorzystaniem modelu obliczeniowego opisanego w rozdz. 4. Schemat bilansowy pilotażowego magazynu ciepła przedstawiono na rys. 6.9.



Rys. 6.9. Schemat bilansowy pilotażowego magazynu ciepła

Magazyn został przewidziany do rozładowywania w sposób ciągły, przy jednoczesnym okresowym ładowaniu zgodnie z charakterystyką strumienia pary odwzorowującej pracę kotła odzysknicowego. Jego podstawowym zadaniem było dostarczanie stałego strumienia masy wody na wylocie po stronie wtórnej, o stałej temperaturze 98 °C. Aby spełnić te warunki, był potrzebny odpowiedni stosunek ciepła ładowania do ciepła rozładowania, czyli tzw. współczynnik przełożenia (rozdz. 6.2). Na podstawie przeprowadzonych wstępnych obliczeń ustalono, że aby akumulator stabilizował strumień i temperaturę wody po stronie wtórnej, stosunek ciepła ładowania do ciepła rozładowania musi wynosić powyżej 2. Bezpieczną rekomendowaną wartością współczynnika przełożenia jest zakres 2,2–2,4. Niższa wartość współczynnika spowodowałaby, że magazyn będzie rozładowywany zbyt szybko. Ustalono również, że para zasilająca o parametrach przedstawionych w rozdz. 6.3.1 ulega schłodzeniu w rurach ładujących do temperatury 160°C, a ciśnienie obniża się do 0,3 MPa.

W celu wyznaczenia strumienia ciepła przekazywanego do magazynu (mocy ładowania) wykorzystano model bilansowy opisany w rozdz. 4.1. Obliczony strumień ciepła pochodzący z pary wyniósł 50 kW, a czas całkowitego naładowania magazynu w obszarze przemiany fazowej był równy 166 min. Zgodnie z przyjętym współczynnikiem przełożenia cieplnego strumień ciepła po stronie rozładowania powinien wynosić 21,7 kW, dlatego czas całkowitego rozładowania magazynu w przemianie fazowej wyniósł 384 min. Zgodnie z parametrami wykorzystanego czynnika rozładowującego woda odbierająca ciepło z magazynu miała temperaturę 88°C i ulegała podgrzaniu do temperatury 98°C. Na tej podstawie obliczono strumień masy wody, który wyniósł 1,9 t/h.

W celu stabilizacji temperatury wody na zasilaniu akumulatora równej 88°C zainstalowano dodatkowy rurociąg z zaworem mieszającym (rys. 6.9) – jego zadaniem jest zawracanie części strumienia wody gorącej i mieszanie jej z wodą zimną z rurociągu ciepłowniczego. Obliczono strumienie masy wody w węźle mieszającym w zależności od temperatury wody w rurociągu ciepłowniczym:

Tabela 6.5. Wartości strumieni wody w obrębie węzła mieszającego po stronie wtórnej magazynu ciepła

Temperatura wody (T_{wc}), °C	Strumień masy wody na wlocie do akumulatora (q_{mw1}), t/h	Strumień masy wody w dodatkowym rurociągu (q_{mw2}), t/h	Strumień masy wody z rurociągu wody sieciowej (q_{mw3}), t/h
35	1,9	1,6	0,3
70	1,9	1,2	0,7

6.3.3 Obliczenia procesowe pilotażowego magazynu ciepła

Celem obliczeń procesowych było wyznaczenie parametrów cieplno-przepływowych pilotażowego magazynu ciepła w punkcie pracy oraz optymalizacja kluczowych parametrów. Obliczenia procesowe i optymalizacja zrealizowane na potrzeby projektowania pilotażowego magazynu ciepła przeprowadzono przy użyciu modelu stacjonarnego opisanego w rozdz. 4. W procedurze optymalizacji geometrii magazynu zostały uwzględnione następujące warunki:

- maksymalizacja powierzchni wymiany ciepła,
- minimalizacja objętości zajmowanej przez układ rur doprowadzających czynnik ładujący i rozładowujący,
- pojemność cieplną 500 MJ.

Dodatkowo wprowadzono ograniczenia wynikające ze znormalizowanych wymiarów elementów jak kolektory, kolana, trójniki i rury i z uwzględnieniem elementów dostępnych komercyjnie. W procedurze optymalizacji konstrukcji magazynu za zmienne przyjęto parametry opisane w tab. 4.1 (rozdz. 4), a w szczególności:

- średnicę rur ładujących i rozładowujących,
- średnicę żeber rur ładujących i rozładowujących,
- rozstaw i grubość żeber,
- liczbę rur ładujących i rozładowujących,
- szerokość, wysokość i liczbę segmentów,
- długość wkładu magazynu ciepła.

W wyniku przeprowadzenia procedury optymalizacyjnej uzyskano układ najbardziej efektywny ze względu na wymianę ciepła, który jednocześnie miał możliwie najwyższy wskaźnik wypełnienia materiałem akumulującym. Zoptymalizowane parametry geometrii magazynu zostały przedstawione w tab. 6.6 i tab. 6.7.

Tabela 6.6. Zoptymalizowane parametry geometrii pilotażowego magazynu ciepła

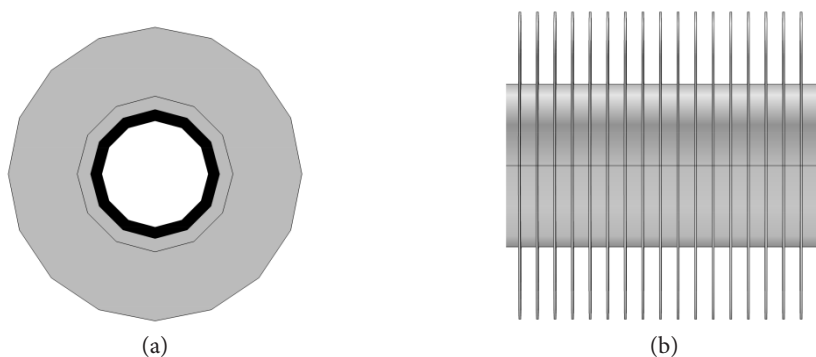
Parametr	Jednostka	Wartość
Liczba rur ładujących	–	56
Liczba rur rozładowujących	–	42
Długość wkładu magazynu	m	2,5
Szerokość magazynu	m	1,04
Wysokość magazynu	m	0,91
Całkowita objętość wkładu magazynu	m ³	2,37
Rzeczywista objętość materiału akumulującego	m ³	2,18
Wskaźnik wypełnienia materiałem akumulującym	%	91,99
Rzeczywista masa materiału akumulującego	kg	4217,82
Całkowita masa akumulatora z materiałem akumulującym	kg	4945,31

Zoptymalizowany wariant konstrukcji magazynu zawierał dwa rodzaje rur ożebrowanych – ładujące doprowadzające czynnik zasilający magazyn oraz rozładowujące dostarczające czynnik rozładowujący. Łącznie magazyn wyposażony był w 56 (7×8) ożebrowanych rur ładujących tworzących łącznie 28 U-rurek oraz umieszczone między rurami ładującymi 42 (6×7) ożebrowane rury rozładowujące. Zastosowanie oddzielnych rur do ładowania i rozładowania magazynu zapewnia możliwość jednoczesnego niezależnego ładowania i rozładowywania magazynu.

Tabela 6.7. Zoptymalizowane parametry rur pilotażowego magazynu ciepła

Parametry rur ładujących	Jednostka	Wartość
Średnica wewnętrzna rury	mm	26,64
Średnica zewnętrzna rury	mm	33,4
Średnica żebra radiatora	mm	63
Grubość żebra radiatora	mm	1
Liczba żeber radiatora na 1 m rury	–	200
Parametry rur rozładowujących	Jednostka	Wartość
Średnica wewnętrzna rury	mm	15,8
Średnica zewnętrzna rury	mm	21,34
Średnica żebra radiatora	mm	30
Grubość żebra radiatora	mm	1,5
Liczba żeber radiatora na 1 m rury	–	200

Zoptymalizowany magazyn ciepła charakteryzował się następującymi wymiarami $2,50 \times 0,91 \times 1,04$ m (długość, szerokość, wysokość) i zawierał 4,2 t materiału akumulującego. Biorąc pod uwagę ciepło przemiany fazowej materiału, odpowiada to pojemności cieplnej 500 MJ. W konstrukcji układu wymiany ciepła uwzględniono dwa rodzaje rur oddzielnych dla części ładującej i rozładowującej (tab. 6.7, rys. 6.10).



Rys. 6.10. Schemat rury uźebrowanej: a) widok osiowy, b) widok poprzeczny

Dalszym krokiem zrealizowanym w ramach obliczeń procesowych było wyznaczenie parametrów geometrii i parametrów cieplno-przepływowych magazynu w punkcie pracy. Parametry wejściowe zestawiono w tab. 6.8.

Tabela 6.8. Parametry wejściowe do obliczeń cieplno-przepływowych w punkcie pracy magazynu

Parametry wejściowe	Jednostka	Wartość
Temperatura czynnika ładującego na wlocie	°C	220
Temperatura czynnika rozładowującego na wlocie	°C	88
Ciśnienie czynnika ładującego na wlocie	MPa	0,4
Ciśnienie czynnika rozładowującego na wlocie	MPa	0,45
Strumień czynnika ładującego	kg/h	1500
Strumień czynnika rozładowującego	kg/h	1900
Przewodność cieplna materiału rur	W/m·K	16,3
Przewodność cieplna materiału PCM	W/m·K	0,6
Gęstość materiału rur	kg/m ³	7990
Ciepło właściwe materiału rur	kJ/kg·K	0,46
Gęstość materiału PCM	kg/m ³	1938
Entalpia przemiany fazowej materiału PCM	kJ/kg	122
Temperatura przemiany fazowej materiału PCM	°C	150
Ciepło właściwe materiału PCM w stanie stałym	kJ/kg·K	1,17
Ciepło właściwe materiału PCM w stanie ciekłym	kJ/kg·K	1,73
Współczynnik alfa materiału PCM	W/(m ² ·K)	50

W wyniku przeprowadzenia obliczeń procesowych z wykorzystaniem metody opisanej w rozdz. 4 otrzymano wyniki, które zostały zamieszczone w tab. 6.9–6.11. W tabeli 6.9 zawarto wyniki obliczeń w zakresie parametrów geometrii magazynu ciepła.

Tabela 6.9. Wyniki obliczeń parametrów geometrii pilotażowego magazynu ciepła

Parametry geometrii	Jednostka	Wartość
Liczba rur ładujących	–	56
Liczba rur rozładowujących	–	42
Szerokość akumulatora	m	1,04
Wysokość akumulatora	m	0,91
Grubość ścianki rur ładujących	mm	3,38
Grubość ścianki rur rozładowujących	mm	2,77
Całkowita objętość wkładu akumulatora	m ³	2,366
Całkowita objętość rur ładujących	m ³	0,1477
Całkowita objętość rur rozładowujących	m ³	0,0419
Rzeczywista objętość materiału PCM	m ³	2,1764
Wskaźnik wypełnienia materiału PCM	%	91,99

cd. tab. 6.9

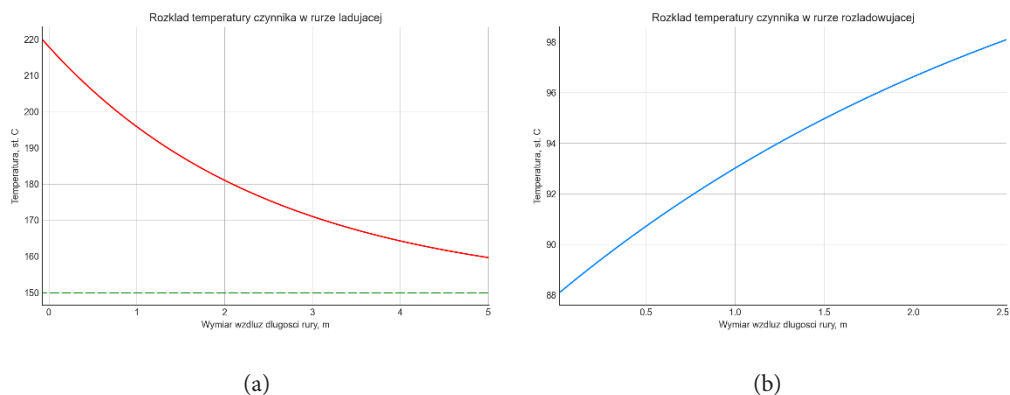
Rzeczywista masa materiału PCM	kg	4217,8
Całkowita masa wszystkich rur	kg	727,5
Całkowita masa akumulatora z materiałem PCM	kg	4945,3
Całkowita powierzchnia zewnętrzna rur ładujących	m ²	140,12
Całkowita powierzchnia zewnętrzna rur rozładowujących	m ²	21,69

Magazyn ciepła zawiera 4,2 t materiału akumulującego, zajmującego 2,18 m³. Z uwzględnieniem dodatkowo objętości rur ładujących oraz rozładowujących całkowita objętość wkładu magazynu ciepła to 2,37 m³. W rezultacie wskaźnik wypełnienia materiałem PCM wynosi 91,99%. Całkowita masa wkładu magazynu ciepła natomiast – 4,95 t, z czego 4,22 t waży materiał akumulujący, reszta to waga rur ładujących i rozładowujących. Istotnym parametrem z ze względu na optymalizację wymiany ciepła jest powierzchnia zewnętrzna rur ładujących i rozładowujących stanowiąca powierzchnię wymiany ciepła, odpowiednio po stronie ładowania oraz rozładowania. Obliczone parametry cieplno-przepływowe dla strony ładującej przedstawiono w tab. 6.10.

Tabela 6.10. Wyniki obliczeń parametrów cieplno-przepływowych pilotażowego magazynu ciepła

Parametr	Jednostka	Ładowanie	Rozładowanie
Parametr M żebra rury ładującej	–	1,1592	0,2769
Zredukowany współczynnik przenikania ciepła	W/(m ² ·K)	1779,032	523,841
Strumień masy w pojedynczej rurze	10 ⁻³ kg/s	14,881	12,5661
Prędkość średnia w pojedynczej rurze	m/s	14,9285	0,0663
Liczba Reynoldsa w pojedynczej rurze	–	42028,09	3150,308
Liczba Prandtla w pojedynczej rurze	–	0,9705	2,0112
Liczba Nusselta w pojedynczej rurze	–	113,9358	17,8422
Współczynnik wnikania dla medium ładującego	W/(m ² ·K)	154,6842	758,7969
Współczynnik cieplnego oporu liniowego	(m·K)/W	0,0849	0,058
Odwrócony współczynnik cieplnego oporu liniowego	W/(m·K)	11,7851	17,2447
Współczynnik przenikania ciepła	W/(m ² ·K)	112,3716	257,354
Entalpia czynnika na wlocie	kJ/kg	2902,685	368,8559
Temperatura czynnika na wylocie	°C	159,65	98,1
Entalpia czynnika na wylocie	kJ/kg	2781,852	411,3154
Moc pojedynczej rury ładującej/rozładowującej	kW	1,7981	-0,5336
Całkowity strumień ciepła	kW	50,3474	-22,4091
Pojemność cieplna magazynu	MJ	514,5743	514,5743
Całkowity czas ładowania akumulatora	min	170	383

Kluczowymi parametrami w tym przypadku są: temperatura czynnika ładującego i rozładowującego na wylocie wynoszące odpowiednio $159,6^{\circ}\text{C}$ i $98,1^{\circ}\text{C}$, strumień ciepła po stronie ładowania i rozładowywania wynoszący odpowiednio $50,3\text{ kW}$ i $22,4\text{ kW}$, pojemność cieplna ok. 514 MJ – co jest zgodne z założeniami oraz obliczeniami bilansowymi. Całkowity czas ładowania magazynu w obszarze przemiany fazowej przy powyższych parametrach to 170 min , a czas całkowitego rozładowania – 383 min . Uzyskane wartości są zgodne z obliczeniami bilansowymi. Na rysunku 6.11 przedstawiono rozkład temperatury czynnika wzdłuż długości rury ładującej i rozładowującej.



Rys. 6.11. Rozkład temperatury czynnika wzdłuż długości rury: a) ładującej, b) rozładowującej; linia zielona przerywana – temperatura przemiany fazowej materiału akumulującego

Zoptymalizowany wariant konstrukcji magazynu, zaprezentowany wcześniej, został wybrany na bazie serii przeprowadzonych obliczeń procesowych. W trakcie optymalizacji uwzględniono szereg parametrów, m.in. liczbę rur ładujących i rozładowujących czy proporcje gabarytów magazynu. Wybrane wyniki obliczeń zestawiono w tab. 6.11–6.13 i na wykresach 6.12–6.18. W Załączniku B zawarto pełne zestawienie wyników obliczeń w przypadku analizowanych wariantów. Warianty różnią się między sobą liczbą segmentów, np. 8×7 oznacza osiem segmentów wzdłuż szerokości i siedem segmentów wzdłuż wysokości wkładu magazynu. Przekłada się to na zróżnicowaną zależnie od wariantu liczbę rur ładujących i rozładowujących. W celu zachowania stałej objętości, a w konsekwencji – pojemności cieplnej każdy z wariantów różni się także długością. W tabeli 6.11 przedstawiono wybrane parametry geometrii, a w tab. 6.12 i tab. 6.13 odpowiednio: parametry cieplno-przepływowe strony ładującej i rozładowującej.

Tabela 6.11. Wybrane wyniki obliczeń parametrów geometrii analizowanych wariantów konstrukcji magazynu ciepła

Parametr	Jednostka	12 × 11	10 × 11	8 × 9	8 × 7 (opt.)	6 × 5	4 × 5
Liczba segmentów wzdłuż szerokości	–	12	10	8	8	6	4
Liczba segmentów wzdłuż wysokości	–	11	11	9	7	5	5
Długość wkładu akumulatora	m	1,0524	1,2646	1,8978	2,5	4,5	6,77
Szerokość akumulatora	m	1,56	1,3	1,04	1,04	0,78	0,52
Wysokość akumulatora	m	1,43	1,43	1,17	0,91	0,65	0,65
Całkowita objętość wkładu akumulatora	m ³	2,3477	2,3509	2,3092	2,366	2,2815	2,2883
Wskaźnik wypełnienia PCM	%	90,05	90,59	91,52	91,99	92,73	93,1
Całkowita masa akumulatora z PCM	kg	5164,49	5097,361	4885,478	4945,3086	4683,906	4659,929

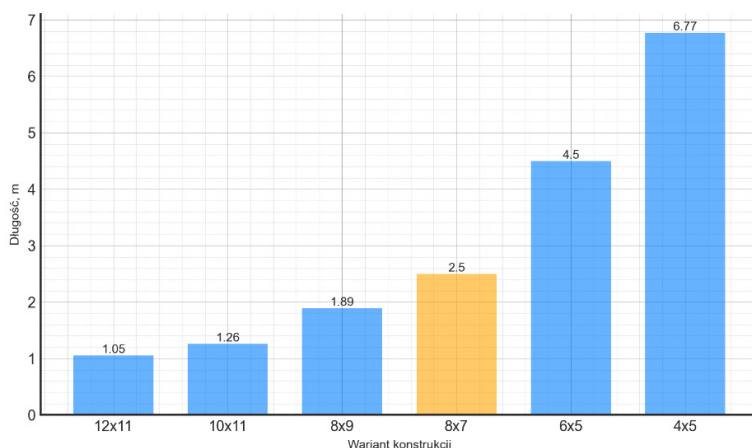
Tabela 6.12. Wybrane wyniki obliczeń parametrów cieplno-przepływowych po stronie ładowania w przypadku analizowanych wariantów konstrukcji

Parametr	Jednostka	12 × 11	10 × 11	8 × 9	8 × 7 (opt.)	6 × 5	4 × 5
Prędkość średnia w pojedynczej rurze ładującej	m/s	6,3333	7,6	11,611	14,9285	27,8665	41,7997
Współczynnik przenikania ciepła	W/(m ² ·K)	59,2129	68,0092	93,4232	112,3716	175,0332	229,8621
Temperatura medium ładującego na wylocie	°C	174,4	170,95	163,95	160,25	153,65	151,4
Moc pojedynczej rury ładującej	kW	0,5666	0,7346	1,293	1,8334	3,7124	5,7702
Całkowita moc ładowania akumulatora	kW	37,3947	40,4056	46,5484	51,336	55,6866	57,7019
Pojemność cieplna akumulatora	MJ	499,8272	503,5342	499,7011	514,5743	500,1972	503,7103

Tabela 6.13. Wybrane wyniki obliczeń parametrów cieplno-przepływowych po stronie rozładowania w przypadku analizowanych wariantów konstrukcji

Parametr	Jednostka	12 × 11	10 × 11	8 × 9	8 × 7 (opt.)	6 × 5	4 × 5
Prędkość średnia w pojedynczej rurze rozładującej	m/s	0,0253	0,031	0,0497	0,0663	0,1393	0,2321
Współczynnik przenikania ciepła	W/(m ² ·K)	168,039	185,8496	230,0795	257,354	323,7378	362,4371
Temperatura medium rozładującego na wylocie	°C	96,1	96,6	97,5	98,7	98,6	98,7
Moc pojedynczej rury rozładującej	kW	-0,1633	-0,2119	-0,3763	-0,5653	-1,1761	-1,9786
Całkowita moc rozładowania akumulatora	kW	-17,9628	-19,0741	-21,075	-23,7436	-23,5211	-23,7436
Pojemność cieplna akumulatora	MJ	499,8272	503,5342	499,7011	514,5743	500,1972	503,7103

Na rysunku 6.12 przedstawiono zestawienie długości wkładu magazynu ciepła w zależności od wariantu konstrukcji. Zaznaczony wariant optymalny (żółtym kolorem) ma długość 25 m, co odpowiada długości rur rozładowujących i połowie długości rur ładujących.

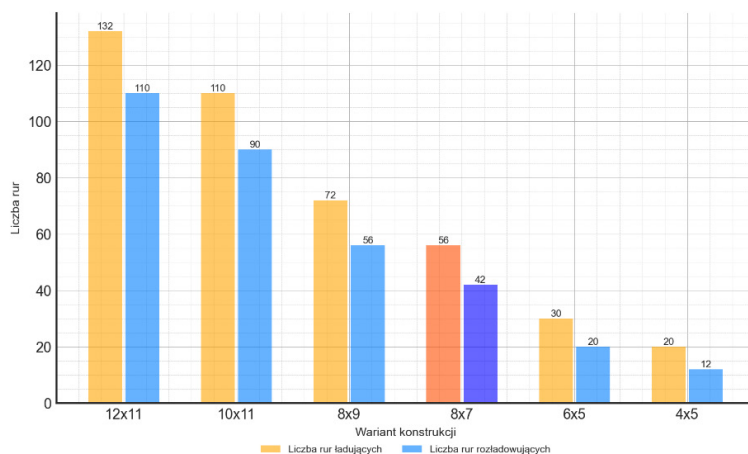


Rys. 6.12. Zestawienie długości wkładu magazynu ciepła w zależności od wariantu konstrukcji; kolorem żółtym wyróżniono wariant optymalny (8×7)

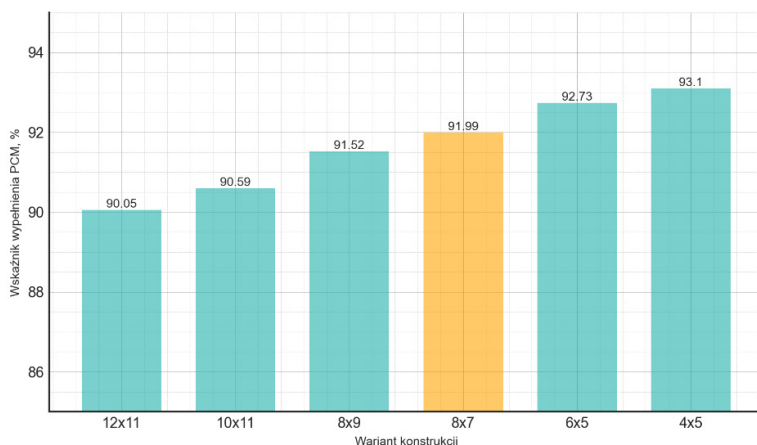
Każdy z przedstawionych wariantów charakteryzuje się pojemnością cieplną ok. 500 MJ, różnica natomiast między nimi polega na liczbie segmentów. Biorąc pod uwagę, że pojedynczy segment ma te same wymiary we wszystkich wariantach, każdy z nich różni się długością wkładu magazynu ciepła. Na przykład wariant 8×7 charakteryzuje się długością 2,5 m, a wariant 4×5 aż 6,77 m, z kolei 12×11 ma zaledwie 1,05 m długości. W rezultacie magazyn ciepła może mieć kształt podłużny o mniejszym przekroju lub bardziej zbliżony do sześcianu. Z powodów praktycznych skrajne przypadki nie są korzystne ze względu na zbyt długie odcinki rur w podłużnej konstrukcji lub zbyt dużą liczbę rur w przypadku dużej liczby segmentów. Zestawienie liczby rur ładujących i rozładowujących w rozpatrywanych wariantach zamieszczono na rys. 6.13.

Wyróżniony na rys. 6.13 wariant 8×7 zawiera 56 odcinków rur ładujących (28 rur U-kształtnych) oraz 42 rury rozładowujące. Ze względów konstrukcyjnych i wykonawczych duża liczba rur nie jest pożądana, podobnie jak zbyt długie odcinki pojedynczych rur – dlatego optymalna konstrukcja stanowi kompromis między długością rur a ich liczbą w magazynie ciepła.

Na wykresie na rys. 6.14 przedstawiono wartość wskaźnika wypełnienia magazynu materiałem akumulującym w zależności od wariantu konstrukcji. W tym ujęciu wyższe wartości wskaźnika osiągają konstrukcje o podłużnym kształcie i mniejszym przekroju poprzecznym, czyli zawierające mniejszą liczbę rur. Niemniej jednak różnica wartości wskaźnika wypełnienia między wariantem 8×7 i 4×5 wynosi 1 punkt procentowy, a jednocześnie różnica długości magazynu to ok. 4,2 m. Wariant przyjęty jako optymalny (8×7) charakteryzuje się wskaźnikiem wypełnienia na poziomie 92%.

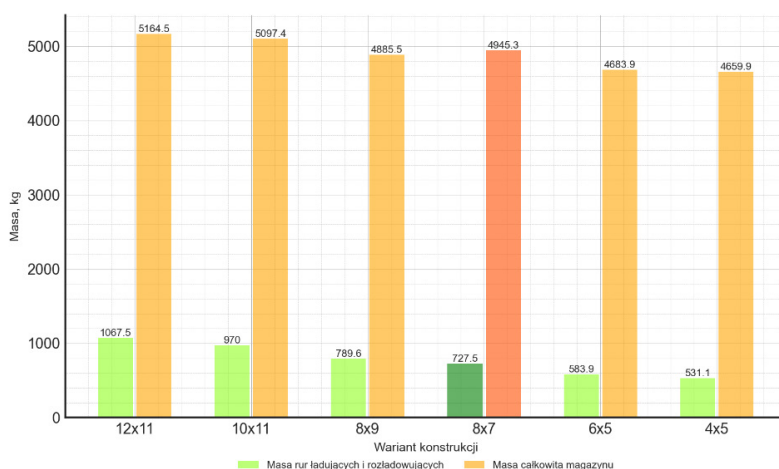


Rys. 6.13. Zestawienie liczby rur ładujących i rozładujących w zależności od wariantu konstrukcji; innym odcieniem wyróżniono wariant optymalny (8×7)



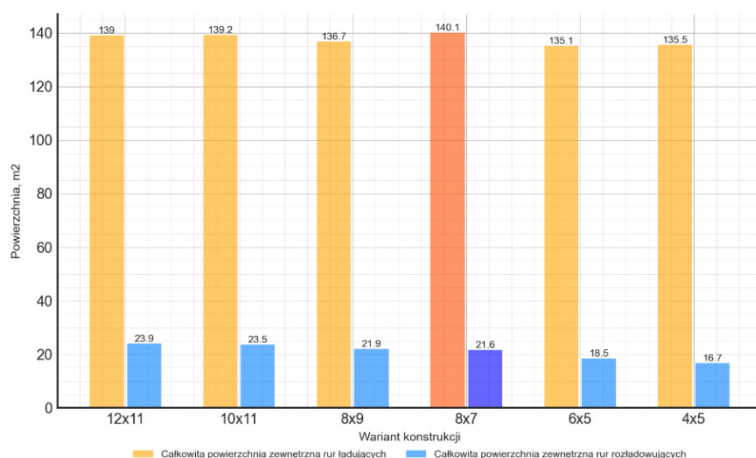
Rys. 6.14. Zestawienie wskaźnika wypełnienia magazynu materiałem PCM w zależności od wariantu konstrukcji; kolorem żółtym wyróżniono wariant optymalny (8×7)

Analizie poddano także masę całkowitą wkładu magazynu ciepła i masę rur ładujących i rozładowujących, co przedstawiono na rys. 6.15. Wkład magazynu ciepła złożony jest z materiału akumulującego i rur. Zgodnie z uzyskanymi wynikami obliczeń konstrukcje o podłużnym kształcie charakteryzują się niższą masą ze względu na mniejszą liczbę rur, a różnica w masie między skrajnymi wariantami (12×11 i 4×5) wynosi 504,6 kg. Wariant konstrukcji wskazany jako optymalny charakteryzuje się masą całkowitą wynoszącą 4945 kg, z czego 727 kg to rury. Pod względem techniczno-ekonomicznym jest korzystne stosowanie konstrukcji o podłużnym kształcie z powodu niższej masy całkowitej i mniejszego zapotrzebowania na stal niezbędną do budowy magazynu ciepła o tej samej pojemności cieplnej.



Rys. 6.15. Zestawienie masy rur ładujących i rozładowujących i całkowitej masy magazynu w zależności od wariantu konstrukcji; innym odcieniem wyróżniono wariant optymalny (8×7)

Istotnym parametrem ze względu na wymianę ciepła między czynnikiem roboczym a materiałem akumulującym jest powierzchnia wymiany ciepła. W przypadku analizowanych konstrukcji magazynu ciepła jest ona równa powierzchni zewnętrznej zastosowanych rur ożebrowanych w części ładującej oraz rozładowującej. Zestawienie wielkości powierzchni wymiany ciepła po stronie ładującej i rozładowującej przedstawiono na rys. 6.16. Powierzchnia wymiany ciepła po stronie ładującej różni się nieznacznie w zależności od wariantu i wynosi od $135,5 \text{ m}^2$ w przypadku konstrukcji 4×5 do $140,1 \text{ m}^2$ w przypadku wariantu 8×7 – przyjętego jako optymalny. Powierzchnia po stronie rozładowującej waha się od $16,7 \text{ m}^2$ w przypadku konstrukcji 4×5 do $23,9$ w przypadku wariantu 12×11 . Obserwuje się zatem tendencję spadku powierzchni wymiany ciepła wraz ze zwiększaniem długości magazynu i jednoczesnym zmniejszaniem liczby segmentów.

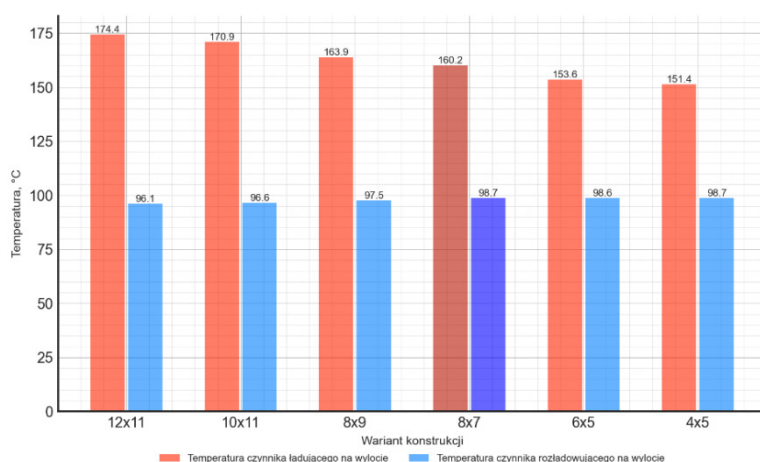


Rys. 6.16. Zestawienie powierzchni zewnętrznej rur ładujących i rozładujących w zależności od wariantu konstrukcji; innym odcieniem wyróżniono wariant optymalny (8×7)

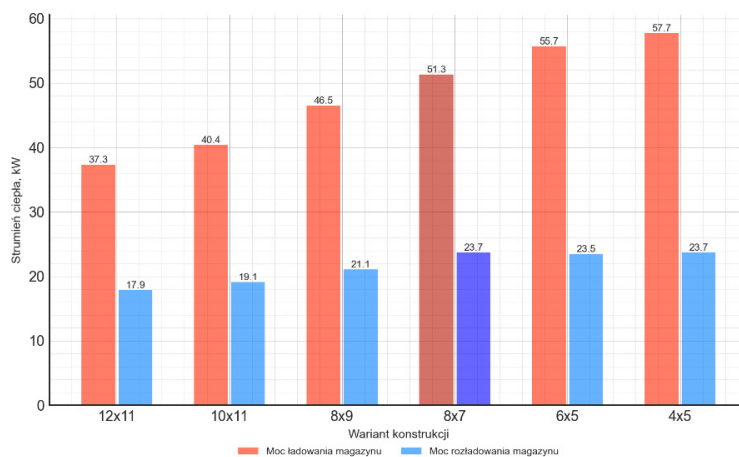
Kluczowym parametrem eksploatacyjnym magazynu ciepła jest temperatura czynnika rozładującego na wylocie. W analizowanym przypadku zasilanie agregatu chłodniczego absorpcyjnego przez magazyn ciepła wymaga strumienia wody o temperaturze 98°C . Wśród analizowanych wariantów (rys. 6.17) kryterium to spełniają tylko trzy: 8×7 , 6×5 , 4×5 – na uwagę zasługuje to, że temperatura wody na wylocie jest praktycznie taka sama. Różnice występują natomiast w przypadku temperatury pary zasilającej na wylocie, która zmienia się od $151,4^{\circ}\text{C}$ dla konstrukcji 4×5 do $174,4^{\circ}\text{C}$ w przypadku wariantu 12×11 . Przy wersji 8×7 temperatura pary na wylocie wynosi $160,2^{\circ}\text{C}$ i jest to najbardziej zbliżone do parametrów przewidzianych jako punkt pracy magazynu ciepła.

Strumień ciepła po stronie pierwotnej (moc ładowania) oraz wtórnej (moc rozładowania) różni się w zależności od wariantu, przy czym w przypadku mocy ładowania widoczna jest tendencja wzrostowa wraz ze zwiększaniem długości magazynu. To dotyczy wszystkich wariantów konstrukcji magazynu. Jej wartość zmienia się od $37,3 \text{ kW}$ w przypadku wersji 12×11 , do $57,7 \text{ kW}$ w przypadku maksymalnie podłużnej konstrukcji, czyli 4×5 . Jeśli wziąć pod uwagę z kolei moc rozładowania, jej wartość wzrasta wyłącznie w przypadku pierwszych czterech wariantów, tj.: 12×11 , 10×11 , 8×9 , 8×7 , w pozostałych nie ulega już zmianie. Moc rozładowania przyjmuje wartości od $17,9 \text{ kW}$ w przypadku wariantu 12×11 do $23,7 \text{ kW}$ w przypadku 8×7 i 4×5 . W rezultacie zwiększanie długości magazynu jest korzystne ze względu na moc ładowania, w przypadku mocy rozładowania natomiast jest tak tylko do długości $2,5 \text{ m}$ (wariant 8×7). Dalsze zwiększanie długości magazynu nie zwiększa mocy rozładowania.

W odróżnieniu od obliczeń całościowej konstrukcji zmiennofazowego magazynu ciepła symulacje układu wymiany ciepła, m.in. ożebrowania rur, rozmiaru segmentów, zostały przeprowadzone z wykorzystaniem metody symulacji cieplno-przepływowych

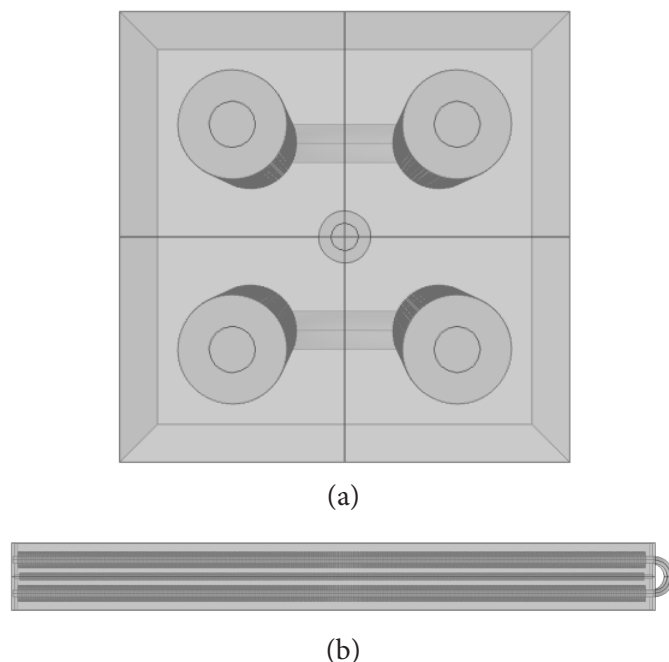


Rys. 6.17. Zestawienie temperatury czynnika ładującego i rozładowującego na wylocie z magazynu ciepła w zależności od wariantu konstrukcji; innym odcieniem wyróżniono wariant optymalny (8×7)



Rys. 6.18. Zestawienie mocy ładowania i rozładowywania magazynu ciepła w zależności od wariantu konstrukcji; innym odcieniem wyróżniono wariant optymalny (8×7)

na modelu trójwymiarowym opisanym w rozdz. 4.3, a zweryfikowanym w rozdz. 5. Z uwagi na brak możliwości symulacji całego magazynu ciepła tą metodą symulacji poddano jego reprezentatywny fragment złożony z czterech podstawowych segmentów. W ten sposób model zawierał dwie U-kształtne rury ładujące oraz jedną rurę rozładowującą. Widok modelu przedstawiono na rys. 6.19.



Rys. 6.19. Reprezentatywny fragment magazynu ciepła użyty w symulacji numerycznej:
a) przekrój poprzeczny segmentów, b) rzut z góry

W prezentowanej części obliczeń celem było wyznaczenie parametrów ciepło-przepływowych w punkcie pracy magazynu ciepła, m.in.:

- rozkładu temperatury materiału akumulującego,
- rozkładu temperatury czynnika ładującego i rozładowującego,
- strumienia ciepła przekazywanego między czynnikami roboczymi a materiałem akumulującym,
- współczynników wymiany ciepła.

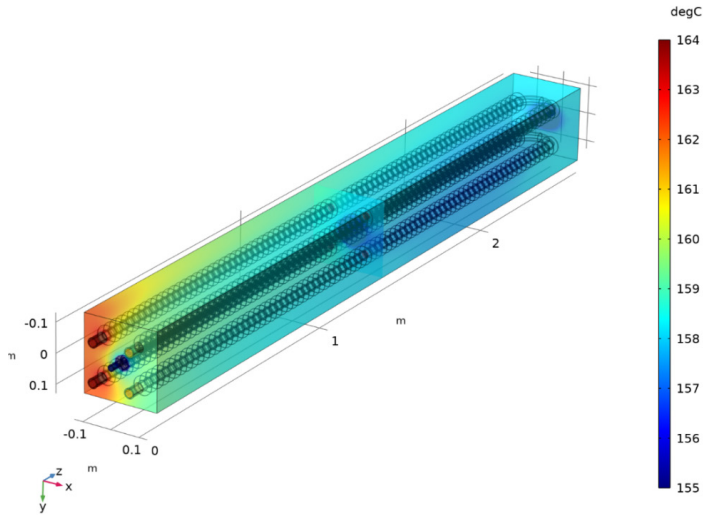
Obliczenia procesowe uzupełnione o symulacje trójwymiarowe umożliwiły dodatkową weryfikację zarówno modelu trójwymiarowego, jak i modelu jednowymiarowego w odniesieniu do wyników uzyskanych z pomiarów na instalacji pilotażowej. Ponadto możliwe było zwiększenie dokładności obliczeń procesowych realizowanych przy użyciu modelu jednowymiarowego przez uwzględnienie gradientu temperatury materiału akumulującego.

Na rysunku 6.20 przedstawiono rozkład temperatury w analizowanym segmencie magazynu ciepła, w punkcie pracy. W środkowej części segmentu zaznaczono przekrój poprzeczny przedstawiony szczegółowo na rys. 6.21.

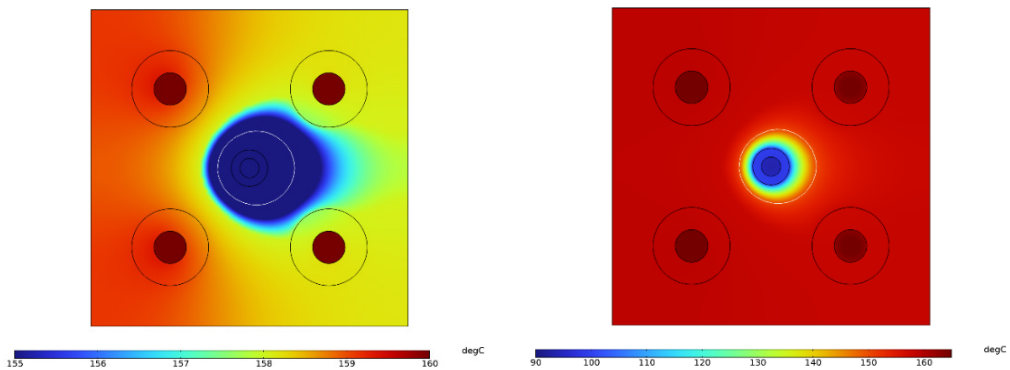
W celu dokładniejszej analizy rozkładu temperatury materiału akumulującego sporządzono mapę temperatury w przekroju poprzecznym segmentu (rys. 6.21) oraz wykres rozkładu temperatury w osi poziomej i pionowej przekroju poprzecznego (rys. 6.22).

Na rysunku 6.21 przedstawiono rozkład temperatury w przekroju poprzecznym analizowanego segmentu magazynu ciepła. Z rozkładu temperatury wynika, że materiał akumulujący znajduje się w fazie ciekłej w niemal całej przestrzeni segmentu, z wyjątkiem przestrzeni otaczającej rurę rozładowującą.

Na podstawie wykresu rozkładu temperatury w osi pionowej i poziomej przekroju poprzecznego (rys. 6.22) można wyznaczyć gradient temperatury między czynnikiem rozładowującym a materiałem PCM.

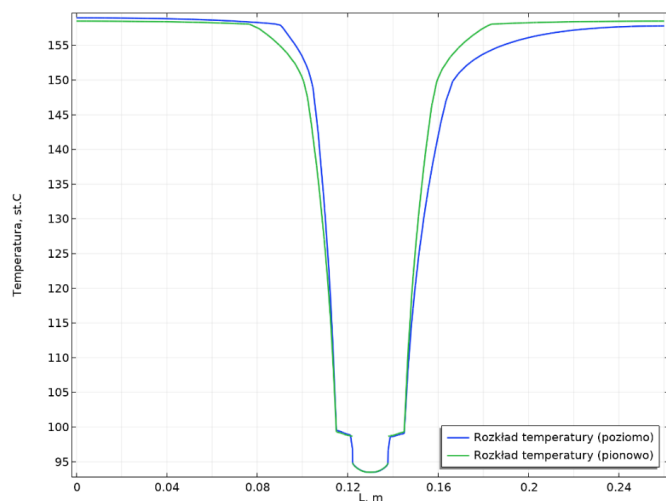


Rys. 6.20. Rozkład temperatury w segmencie magazynu ciepła w punkcie pracy

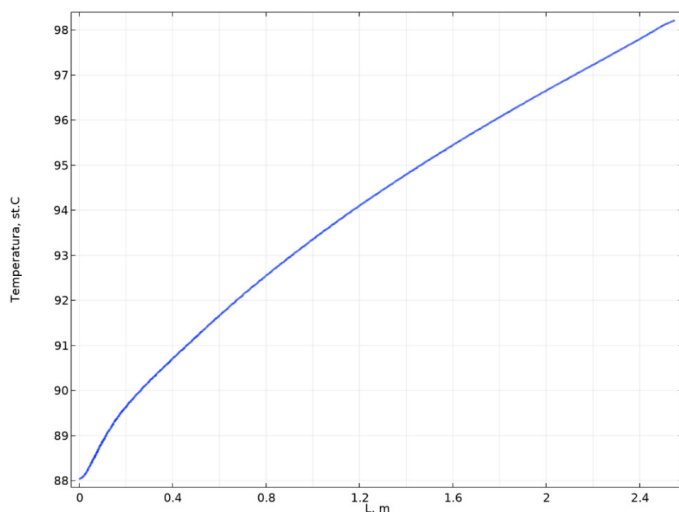


Rys. 6.21. Rozkład temperatury w przekroju poprzecznym segmentu magazynu ciepła; izolinia w kolorze białym – granica fazy stałej i ciekłej materiału zmiennofazowego

W ramach analizy wyników uzyskanych za pomocą modelu trójwymiarowego wyznaczono rozkład temperatury wody w rurze rozładowującej (rys. 6.23). Otrzymany rozkład temperatury jest zgodny z wynikiem uzyskanym za pomocą modelu jednowymiarowego (rys. 6.11b). Temperatura wody na wylocie osiąga wartość 98°C w przypadku obydwu modeli. Wskazuje to na zadowalającą dokładność modelu jednowymiarowego w zakresie odwzorowywania rozkładu temperatury czynnika roboczego przepływającego przez magazyn ciepła.

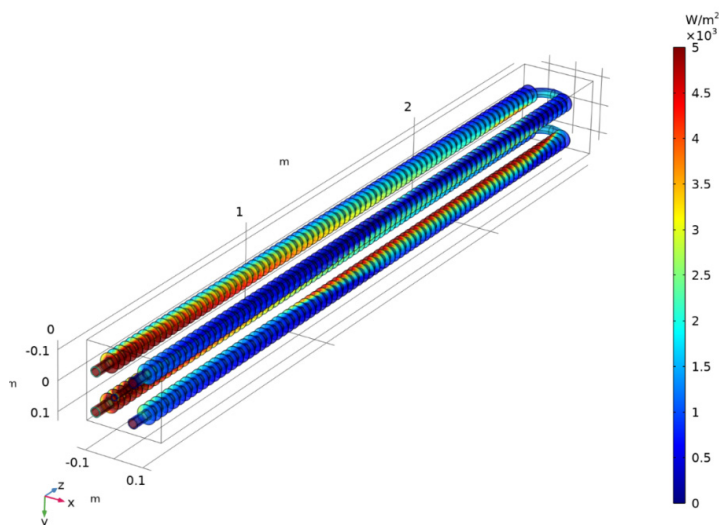


Rys. 6.22. Rozkład temperatury w osi przekroju poprzecznego segmentu magazynu ciepła



Rys. 6.23. Rozkład temperatury czynnika wzdłuż rury rozładowującej

Analizie poddano także gęstość strumienia ciepła przekazywanego od strony rur do materiału PCM (W/m^2) w celu wizualizacji obszarów o zwiększonej i zmniejszonej intensywności wymiany ciepła (rys. 6.24).



Rys. 6.24. Rozkład gęstości strumienia ciepła między rurami ładującymi/rozładowującymi a materiałem akumulującym

Gęstość strumienia ciepła wahała się $500\text{--}5000 \text{ W/m}^2$ – najwyższe wartości uzyskano w wewnętrznej strefie ładujących rur ożebrowanych, tj. od strony rury rozładowującej. Jest to związane z gradientem temperatury wewnątrz materiału PCM, co zwizualizowano na rys. 6.21.

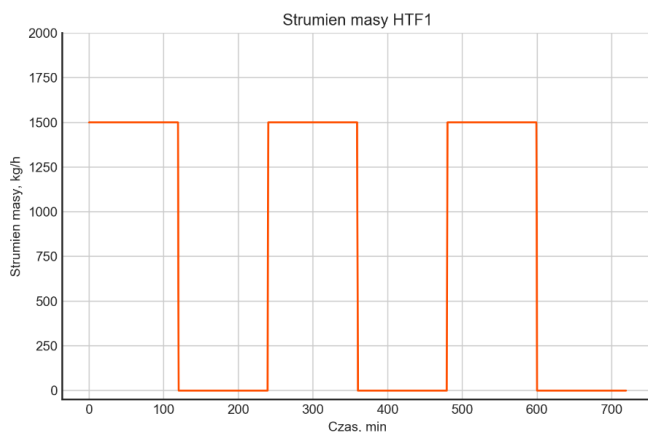
W celu porównania parametrów uzyskanych za pomocą modelu trójwymiarowego (COMSOL) i modelu jednowymiarowego (Python) najważniejsze wartości zestawiono w tab. 6.14.

Tabela 6.14. Porównanie najważniejszych parametrów uzyskanych za pomocą modelu trójwymiarowego (COMSOL) i modelu jednowymiarowego (Python)

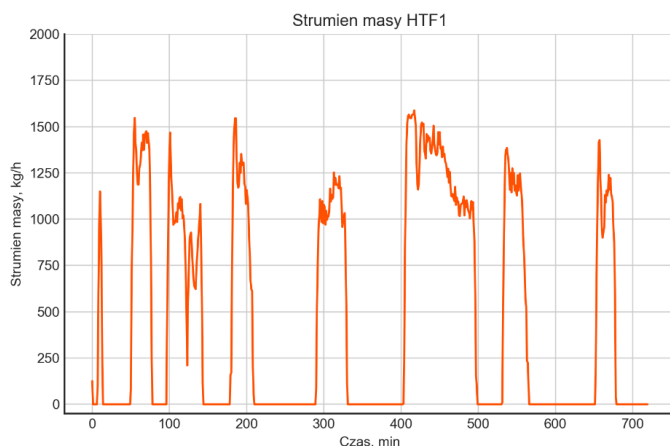
Parametr	Jednostka	Model 1D	Model 3D
Temperatura pary na wylocie	$^{\circ}\text{C}$	160,2	161,3
Temperatura wody na wylocie	$^{\circ}\text{C}$	98,7	98,2
Moc cieplna rury ładującej	kW	1,83	1,79
Moc cieplna rury rozładowującej	kW	0,56	0,53

6.3.4 Symulacje dynamiczne pilotażowego magazynu ciepła

Po przeprowadzeniu symulacji magazynu ciepła w punkcie pracy, w stanie ustalonym, kolejnym etapem symulacji było odwzorowania charakterystyk pracy magazynu w warunkach nieustalonych. W tym celu przeprowadzono symulacje dynamiczne jednoczesnego ładowania i rozładowywania z wykorzystaniem dwóch różnych charakterystyk zmienności strumienia masy pary zasilającej.



Rys. 6.25. Syntetyczna charakterystyka czasowa strumienia masy pary wykorzystana w symulacjach dynamicznych



Rys. 6.26. Rzeczywista charakterystyka czasowa strumienia masy pary wykorzystana w symulacjach dynamicznych

W symulacjach uwzględniono syntetyczną charakterystykę strumienia masy pary zasilającej magazyn (rys. 6.25), którą założono na etapie obliczeń bilansowych. W tym wariantcie ładowanie odbywa się w cyklu 2-godzinny, tj. strumień pary o wartości 1500 kg/h dostępny jest przez 2 h, a następnie przez kolejne 2 h para nie jest dostępna. W przypadku tej symulacji chodziło o zweryfikowanie założeń przyjętych w obliczeniach bilansowych.

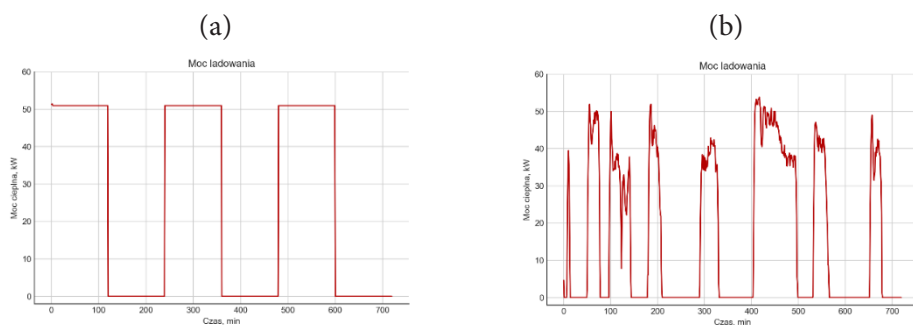
W symulacji drugiej natomiast celem było odwzorowanie pracy magazynu w warunkach rzeczywistych z uwzględnieniem zasilania zmiennym strumieniem pary z kotła odzysknicowego. Dlatego do jej realizacji został wybrany reprezentatywny fragment rzeczywistej charakterystyki strumienia masy pary generowanej przez kocioł odzysknicowy przedstawiony na rys. 6.26.

Pozostałe parametry w obu symulacjach dynamicznych były identyczne, a najważniejsze z nich zestawiono w tab. 6.15.

Tabela 6.15. Najważniejsze parametry zastosowane w symulacjach dynamicznych

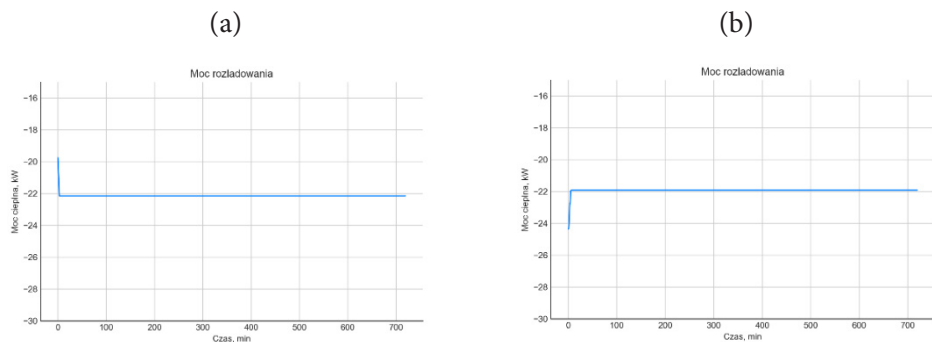
Parametr	Jednostka	Wartość
Całkowity czas symulacji	min	720
Krok czasowy	s	0,5
Liczba kroków czasowych	–	86 400
Temperatura początkowa materiału PCM	°C	149,0

W wyniku przeprowadzonych symulacji uzyskano czasowe charakterystyki takich parametrów, jak: moc cieplna po stronie ładowania i rozładowania, temperatura wody rozładowującej na wylocie z magazynu ciepła, strumień wody rozładowującej. Na rysunku 6.27 przedstawiono charakterystyki czasowe mocy ładowania w przypadku syntetycznej zmienności strumienia pary i zmienności rzeczywistej odwzorowującej pracę kotła odzysknicowego.



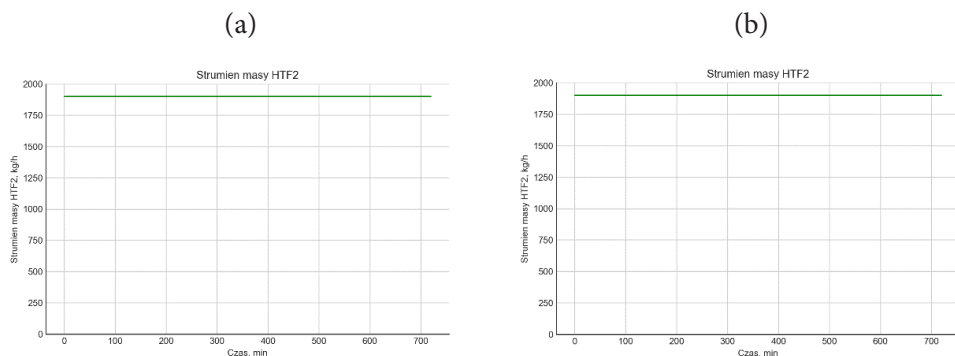
Rys. 6.27. Charakterystyka czasowa mocy ładowania magazynu ciepła w przypadkach:
a) zasilania strumieniem pary o syntetycznej zmienności, b) zmienności rzeczywistej

Na podstawie charakterystyki przedstawionej na rys. 6.27a można stwierdzić, że moc ładowania w czasie, gdy dostępny jest strumień pary, wynosi 51 kW. W przypadku symulacji zasilania magazynu parą o rzeczywistym profilu zmienności moc ładowania zmienia się 0–52 kW.



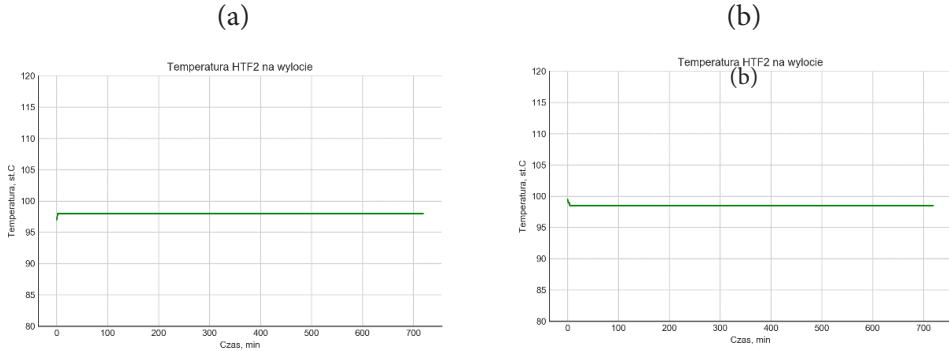
Rys. 6.28. Charakterystyka czasowa mocy rozładowywania magazynu ciepła w przypadku zasilania strumieniem pary:
a) o syntetycznej zmienności, b) o zmienności rzeczywistej

Z analizy charakterystyki mocy cieplnej przedstawionej na rys. 6.28 można wnioskować, że rozładowanie magazynu ciepła odbywa się ze stałą mocą na poziomie 21,6 kW przez cały czas trwania symulacji. Dotyczy to przypadku, w którym magazyn zasilany jest zarówno strumieniem pary o syntetycznej zmienności (6.28a), jak i parą o rzeczywistej charakterystyce zmienności (6.28b). Potwierdza to poprawność przyjętych założeń w obliczeniach bilansowych i obliczeniach procesowych.



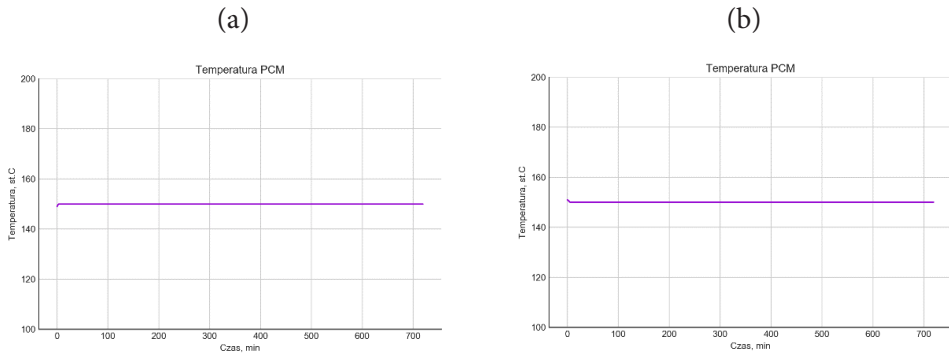
Rys. 6.29. Charakterystyka czasowa strumienia wody rozładowującej w przypadku zasilania magazynu strumieniem pary:
a) o syntetycznej zmienności, b) o zmienności rzeczywistej

W konsekwencji magazyn ciepła wyrównuje zmienny strumień ciepła z kotła odzysknicowego i zapewnia stały strumień wody wynoszący 1900 kg/h o stałej temperaturze ok. 98,5°C (rys. 6.29, rys. 6.30).



Rys. 6.30. Charakterystyka czasowa temperatury wody rozładującej w przypadku zasilania magazynu strumieniem pary:
a) o syntetycznej zmienności, b) o zmienności rzeczywistej

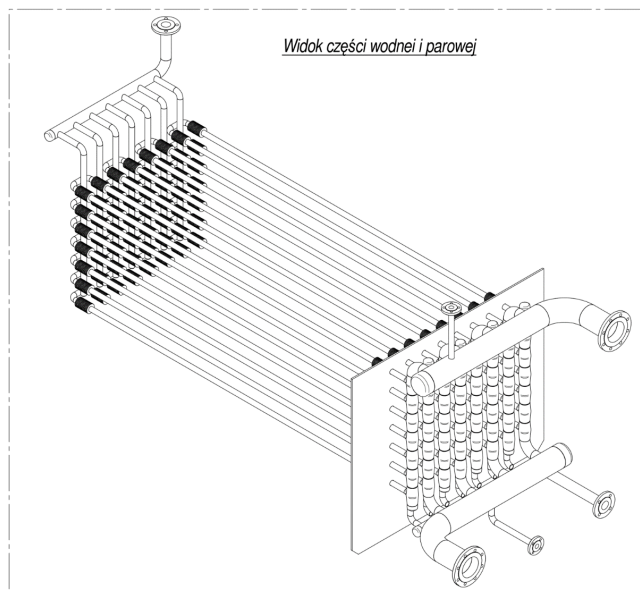
Na uwagę zasługuje, że temperatura materiału PCM w trakcie całego czasu symulacji pozostaje na stałym poziomie 150°C (rys. 6.31). To oznacza, że magazyn ciepła pracuje w obszarze przemiany fazowej i nie następuje ani jego przegrzanie, ani wychłodzenie w stosunku do przewidzianego w obliczeniach projektowych punktu pracy.



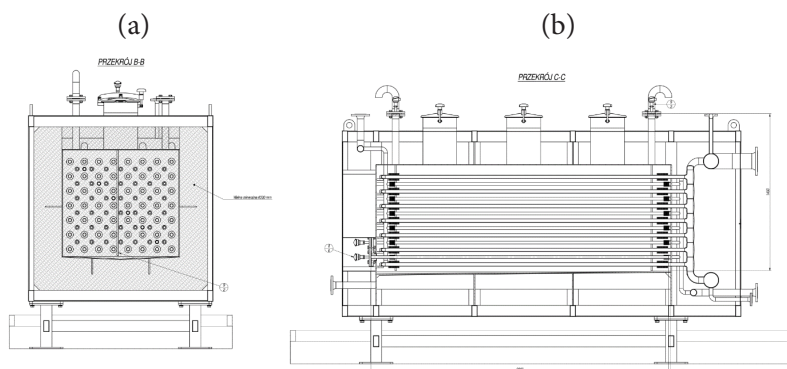
Rys. 6.31. Charakterystyka czasowa temperatury materiału akumulującego PCM w przypadku zasilania magazynu strumieniem pary:
a) o syntetycznej zmienności, b) o zmienności rzeczywistej

6.3.5 Pilotażowa instalacja magazynowania ciepła

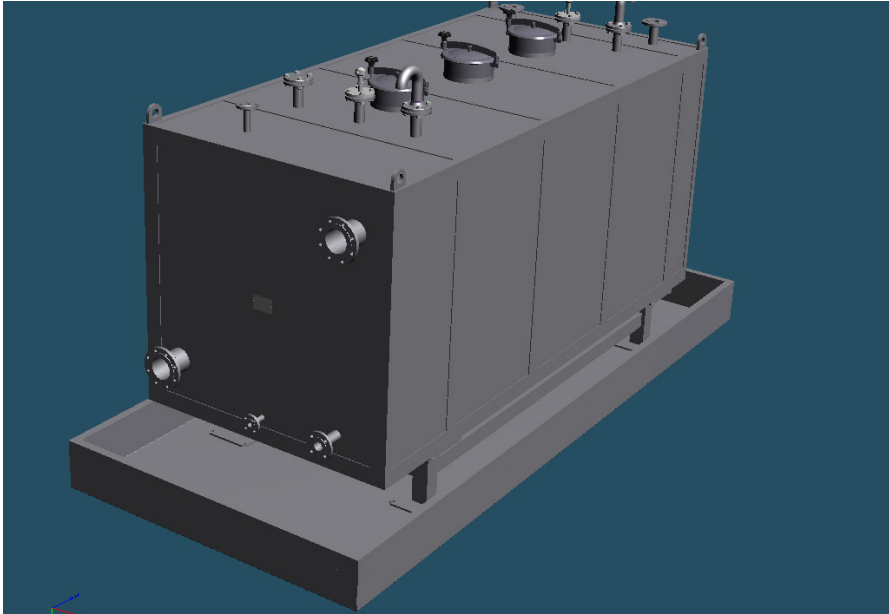
Na podstawie wyników przeprowadzonych symulacji oraz optymalizacji zaprojektowano pilotażowy magazyn ciepła, w tym wkład złożony z układu rur ładujących i rozładowujących zanurzonych w materiale PCM. Widok wkładu magazynu ciepła przedstawiono na rys. 6.32–6.34.



Rys. 6.32. Układ rur parowych (ładujących) i wodnych (rozładowujących) pilotażowego magazynu ciepła z kolektorami; widok trójwymiarowy

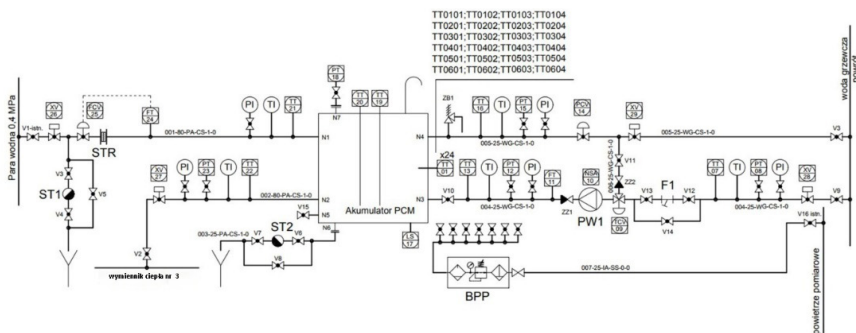


Rys. 6.33. Wnętrze pilotażowego magazynu ciepła z izolacją i obudową:
a) przekrój poprzeczny, b) przekrój wzdłużny



Rys. 6.34. Trójwymiarowa wizualizacja pilotażowego magazynu ciepła

Na podstawie opracowanego projektu zbudowano instalację pilotażową. W jej skład wchodził: zmiennofazowy magazyn ciepła, instalacja parowa doprowadzająca ciepło do akumulatora, instalacja wodna odbierająca ciepło z akumulatora. Pomocniczą instalację stanowiła instalacja powietrza sprężonego, niezbędna do sterowania zaworami, oraz instalacja elektryczna składająca się z przewodów zasilających i sygnałowych. Na rysunku 6.35 przedstawiono schemat pilotażowej instalacji z magazynem ciepła (z oznaczonymi elementami pomiarowymi i sterującymi).



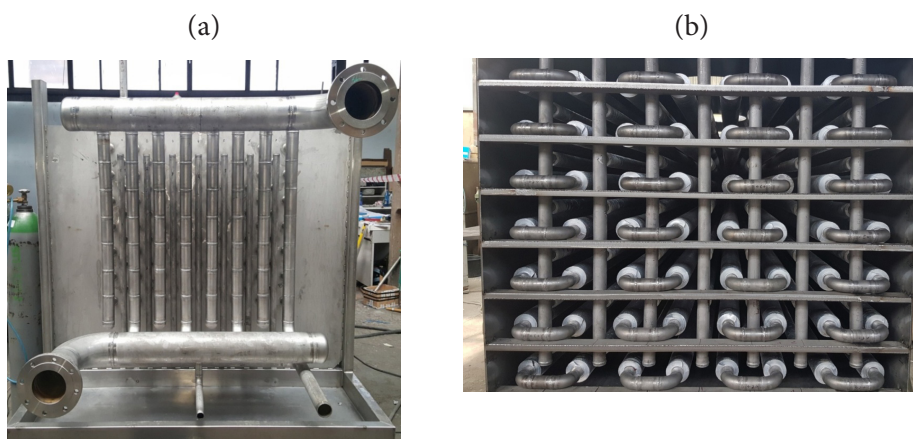
Rys. 6.35. Schemat pilotowej instalacji ciepła z oznaczonymi elementami pomiarowymi i sterującymi

Magazyn ciepła został posadowiony na wypoziomowanym fundamencie, w wannie zabezpieczającej na wypadek wycieku stopionej soli (rys. 6.36).



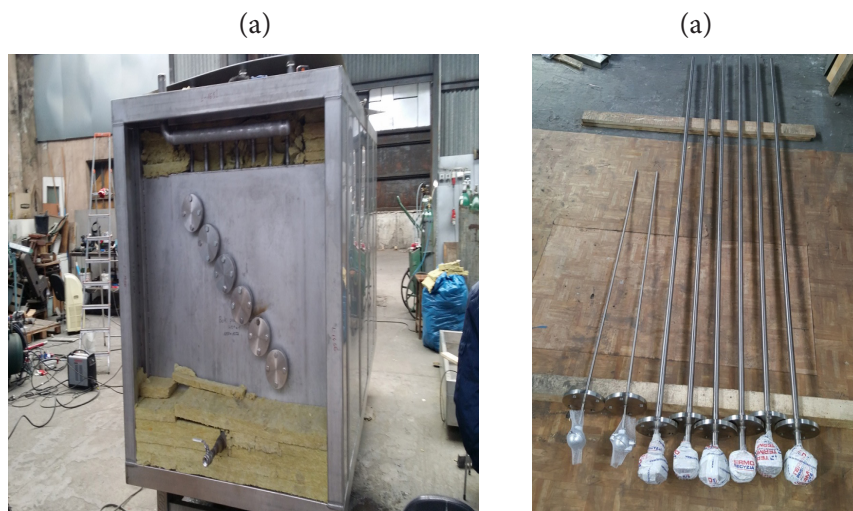
Rys. 6.36. Magazyn ciepła posadowiony na fundamencie w wannie zabezpieczającej przez wyciekem soli

Na zewnątrz obudowy magazynu ciepła wyprowadzone zostały przyłącza parowe, tj. wlot i wylot pary zasilającej i przyłącza wodne, tj. wlot i wylot wody rozładowującej. Pod obudową znajdował się zespół kolektorów parowych oraz wodnych (rys. 6.37a) łączących odpowiednio rury ładujące i rozładowujące. Układ rur wewnątrz magazynu ciepła przedstawiono na rys. 6.37b, na którym są widoczne rury parowe w kształcie U, a między nimi rury proste wodne.



Rys. 6.37. Magazyn ciepła: a) zespół kolektorów parowych i wodnych, b) układ rur ładujących i rozładowujących wewnątrz magazynu

Wewnątrz magazynu ciepła zainstalowano sześć 4-punktowych czujników temperatury: TT0101–TT104, TT0201–TT204, TT0301–TT304, TT0401–TT404, TT0501–TT504, TT0601–TT604 (rys. 6.38) usytuowanych poziomo na różnych wysokościach oraz dwa czujniki 1-punktowe TT19 i TT20 usytuowane w pobliżu przedniej i tylnej ściany akumulatora. Wszystkie wymienione czujniki były zanurzone w materiale akumulującym i służyły do pomiaru rozkładu temperatury wewnątrz magazynu.



Rys. 6.38. Rozmieszczenie termopar do pomiaru rozkładu temperatury materiału akumulującego:
a), dwie termopary 1-punktowe, b) sześć termopar 4-punktowych

Magazyn ciepła wyposażono w czujnik poziomy soli LS17 i czujnik ciśnienia pary PT18 na wlocie do kolektora parowego. Na wylocie z kolektora pary wbudowano tzw. gałązkę odwadniającą z odwadniaczem termodynamicznym ST2 i zaworami V6–V8.

Instalacja parowa pobierała parę z rurociągu pary technologicznej EC-4, a następnie po przejściu przez akumulator odprowadzała schłodzoną parę do wymiennika ciepła nr 3.

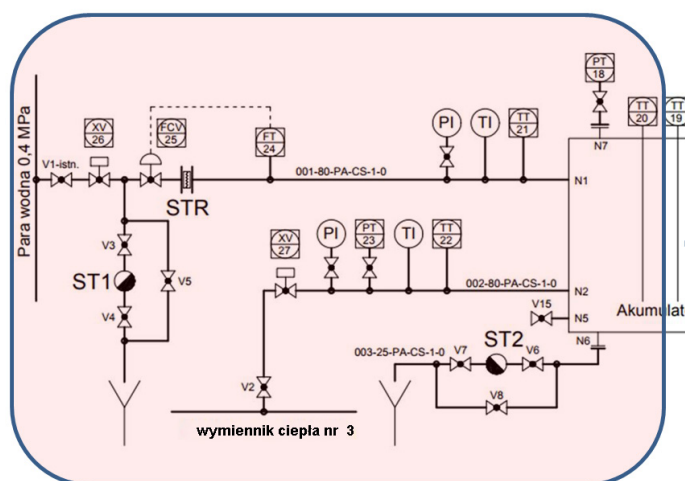
W skład instalacji po stronie zasilającej wchodził ręczny zawór V1 odcinający parę, zawór kulowy zdalnie sterowany XV26, zawór regulacyjny zdalnie sterowany FCV25, układ pomiaru strumienia masy pary FT24, przed którym zabudowano prostownik strugi STR, i zdalny układ pomiaru temperatury TT21, a także lokalne czujniki ciśnienia oraz temperatury PI i TI. W gałęzi zasilającej za zaworem XV26 zabudowano tzw. gałązkę odwadniającą z odwadniaczem termodynamicznym ST1 i zaworami V3–V5.

W skład gałęzi powrotnej pary wchodziły punkty pomiaru: temperatury TT21, ciśnienia PT23, lokalne punkty pomiaru ciśnienia i temperatury PI i TI. Na wylocie pary zabudowano zawór zdalnie sterowany kulowy XV27, a także zawór odcinający ręczny V2 odprowadzający parę do podgrzewacza wody (wymennika ciepła nr 3) w elektrociepłowni. Instalacja wodna składała się natomiast z gałęzi wlotowej, gałęzi wylotowej i ga-

Ze względu na rodzaj medium układ instalacji dzieli się na trzy podukłady:

- wodny,
- parowy,
- pneumatyczny do sterowania zaworami.

Podukład parowy znajdował się po pierwotnej stronie magazynu ciepła i służył do jego zasilania ciepłem dostarczonym przez parę wodną.



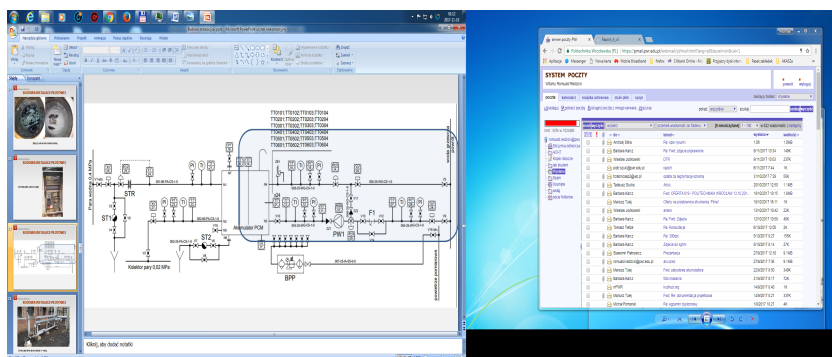
Rys. 6.40. Schemat układu zasilania magazynu parą

Na rysunku 6.40 przedstawiono schemat układu parowego z oznaczonymi elementami kontrolno-pomiarowymi i sposobem przyłączenia do istniejących instalacji w HML.



Rys. 6.41. Widok układu zasilania magazynu parą

A na rys. 6.41 – widok ogólny układu parowego stanowiącego zasilanie magazynu ciepła.



Rys. 6.42. Schemat układu wodnego pilotażowej instalacji z magazynem ciepła

Schemat układu wodnego przedstawiono natomiast na rys. 6.42. Rolą układu wodnego znajdującego się po stronie wtórnej magazynu ciepła jest rozładowywanie magazynu przez podgrzanie strumienia wody. Na rysunku 6.43 pokazano widok ogólny układu wodnego instalacji pilotowej.



Rys. 6.43. Widok układu wodnego pilotażowej instalacji z magazynem ciepła

Po ukończeniu montażu instalacji po stronie wodnej i parowej przeprowadzono próby ciśnieniowe. Szczelność instalacji zarówno po stronie wodnej, jak i parowej sprawdzono wodą pod ciśnieniem 10 bar. Po wykonaniu prób szczelności wykonano próbne wygrzanie rurociągów parowych na wlocie do magazynu, a następnie samego maga-

zynu. Po pozytywnych próbach ciśnieniowych przystąpiono do napełniania magazynu ciepła materiałem akumulującym. Po 2-godzinnym wygrzaniu pustego magazynu parą o temperaturze 220°C przystąpiono do zasypywania uprzednio przygotowanym i rozdrobnionym materiałem zmiennofazowym. Gotową do pracy instalację pilotażową ze zmiennofazowym magazynem ciepła przedstawiono na rys. 6.44.



Rys. 6.44. Instalacja pilotażowa ze zmiennofazowym magazynem ciepła

6.4 Badania na pilotażowej instalacji magazynowania ciepła

Celem badań zrealizowanych na pilotażowej instalacji magazynowania ciepła było potwierdzenie osiągnięcia parametrów projektowych przez magazyn ciepła i zweryfikowanie opracowanych metod obliczeniowych i modeli numerycznych w warunkach rzeczywistych. W związku z tym w pierwszym kroku wyznaczono parametry pracy magazynu w różnych warunkach ładowania i rozładowania, a następnie dokonano porównania z wynikami uzyskanymi za pomocą opisanych w rozdz. 4 metod obliczeniowych.

W ramach badań pilotażowego magazynu ciepła analizowano takie parametry, jak:

- temperatura i ciśnienie pary ładującej na wlocie i wylocie z magazynu,
- temperatura i ciśnienie wody na wlocie i wylocie z magazynu,
- rozkład temperatury materiału akumulującego,
- strumień ciepła po stronie ładowania i rozładowywania,
- czas ładowania oraz rozładowywania magazynu ciepła.

Wykonane testy umożliwiły także sprawdzenie technologii akumulacji ciepła w materiałach zmiennofazowych PCM, skuteczności działania magazynu ciepła w warunkach odwzorowujących rzeczywistą pracę kotła odzysknicowego i możliwości współpracy magazynu z absorpcyjnym agregatem chłodniczym.

Przeprowadzono testy uwzględniające pracę magazynu w warunkach zasilania zmiennym strumieniem masy pary odwzorowującym pracę kotła odzysknicowego, a także szereg testów odwzorowujących warunki odbiegające od standardowych, tj. stanów nieustalonych i przegrzanego materiału akumulującego. Porównano jakość sterowania tradycyjnego układu PI z układem opartym na sztucznych sieciach neuronowych (AI) w różnych warunkach pracy akumulatora. Sztuczne sieci neuronowe były innowacyjnym elementem zastosowanym w pilotażowej instalacji magazynowania ciepła. Ich rola w układzie sterowania to poprawa jakości sterowania parametrami pracy magazynu, w szczególności temperaturą i strumieniem masy wody po stronie wtórnej. W podrozdziałach 6.4.1 i 6.4.2 przedstawiono wyniki wybranych badań przeprowadzonych na instalacji pilotażowej.

6.4.1 Wyznaczenie czasów rozładowania akumulatora przy różnych wartościach strumienia wody rozładowującej

Test miał na celu wyznaczenie czasu rozładowania magazynu ciepła przy różnych wartościach strumienia wody rozładowującej. Poszczególne etapy testu oraz parametry zamieszczono w tab. 6.16.

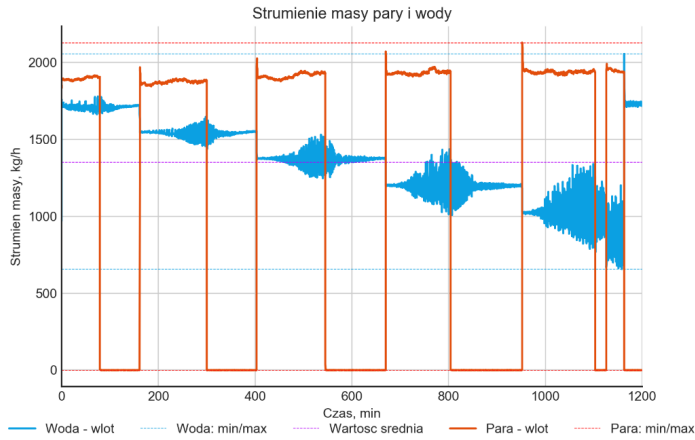
Tabela 6.16. Warunki i parametry testu – rozładowanie akumulatora stałym strumieniem wody

Czynnik	Przepływ
Para po stronie ładowania	wyłączony
Woda po stronie rozładowania	stały: 1750 kg/h, 1550 kg/h, 1400 kg/h, 1200 kg/h

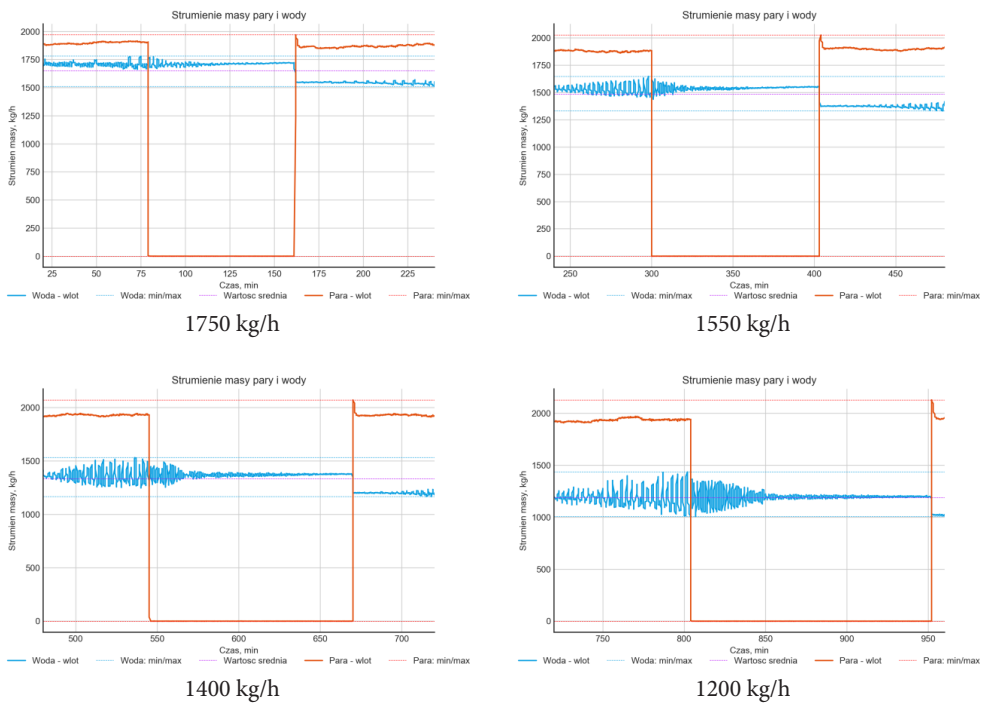
W procedurze badawczej przyjęto kryteria stanu naładowania oraz stanu rozładowania magazynu jak w przypadku testu nr 3.

Charakterystyki czasowe strumienia masy pary i wody zostały przedstawione na rys. 6.45. Krzywa w kolorze czerwonym reprezentuje, a w kolorze niebieskim strumień masy wody rozładowującej.

Na charakterystykach pokazanych na rys. 6.45 i rys. 6.46 zaprezentowano poszczególne cykle testu wykonane przy czterech różnych wartościach strumienia masy wody. Okresy, w których strumień pary jest równy zero, stanowią czas rozładowywania magazynu. Po analizie uzyskanych wyników można stwierdzić, że ze zmniejszaniem strumienia masy wody rozładowującej wydłuża się czas rozładowywania. Jednocześnie analogicznie do innych wykonanych testów zmniejszenie strumienia wody spowodowało wzrost jego wahań, co wynika ze sposobu działania układu regulacji.



Rys. 6.45. Charakterystyki czasowe strumienia pary; krzywa czerwona – strumień masy pary zasilającej, krzywa niebieska – strumień wody w trakcie całego testu



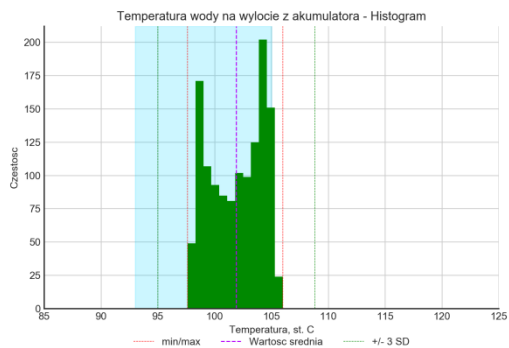
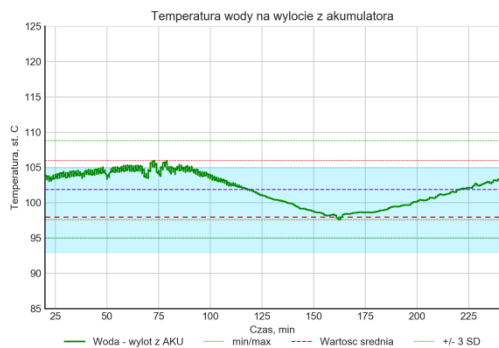
Rys. 6.46. Charakterystyki czasowe poszczególnych cykli przy różnych wartościach strumienia masy wody; krzywa czerwona – charakterystyki strumienia pary, krzywa niebieska – charakterystyki strumienia wody

Na rysunku 6.47 zaprezentowano charakterystyki czasowe temperatury wody (i dodatkowe parametry) na wylocie z magazynu ciepła oraz histogramy.

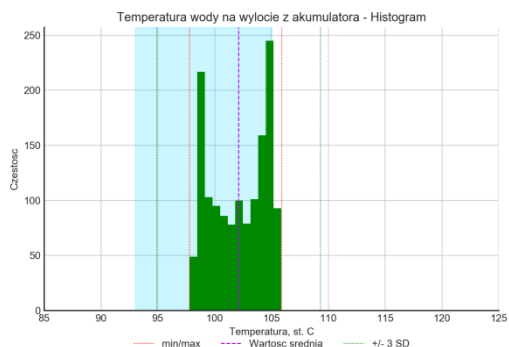
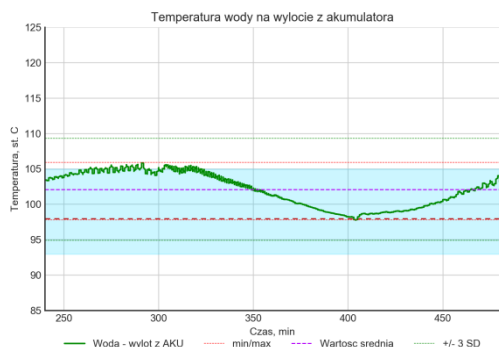
(a)

(b)

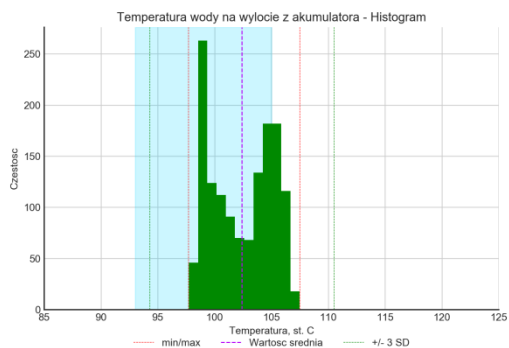
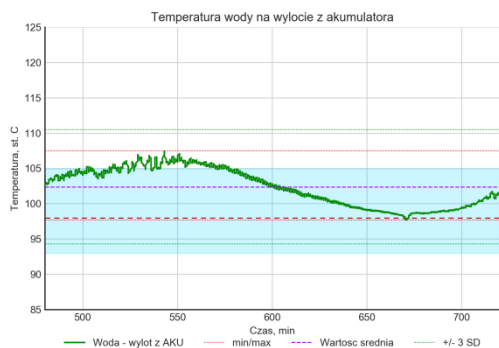
1750 kg/h

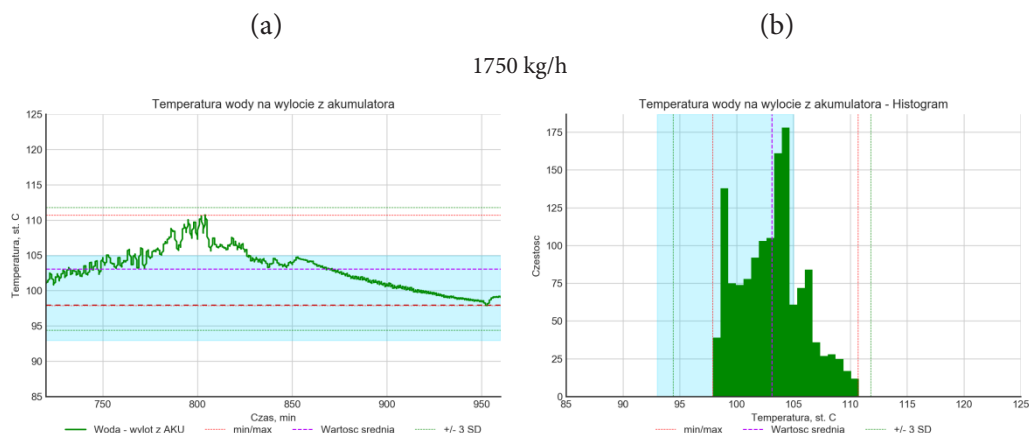


1550 kg/h



1400 kg/h





Rys. 6.47. Charakterystyki czasowe temperatury wody (i dodatkowe parametry) przy różnych wartościach strumienia wody rozładowującej:

a) na wylocie z magazynu ciepła, b) histogramy; obszar zacieniowany kolorem niebieskim – zalecany zakres temperatury zasilania absorpcyjnego agregatu chłodniczego, brązowa linia przerywana – nominalna temperatura zasilania agregatu (98°C)

Otrzymane wyniki poddano analizie i wyznaczono takie parametry, jak wartość średnia strumienia masy wody w fazie rozładowania, wartość średnia temperatury wody na wlocie i na wylocie z magazynu ciepła, a także wartość średnia mocy cieplnej po stronie ładowania oraz rozładowania. Wyniki zestawiono w tab. 6.17.

Tabela 6.17. Zestawienie najważniejszych parametrów pracy magazynu ciepła wyznaczonych w trakcie testu

Strumień wody rozładowującej 1750 kg/h	Jednostka	Wartość
Strumień masy pary ładującej (wartość średnia)	kg/h	0,0
Strumień masy wody rozładowującej (wartość średnia)	kg/h	1712,1 ± 4,5%
Temperatura wody na wlocie do akumulatora (wartość średnia)	°C	87,9 ± 3,0%
Temperatura wody na wylocie z akumulatora (wartość średnia)	°C	101,6 ± 6,9%
Moc cieplna po stronie ładowania (wartość średnia)	kW	0,0
Moc cieplna po stronie rozładowania (wartość średnia)	kW	27,5
Strumień wody rozładowującej 1550 kg/h	Jednostka	Wartość
Strumień masy pary ładującej (wartość średnia)	kg/h	0,0
Strumień masy wody rozładowującej (wartość średnia)	kg/h	1540,9 ± 6,9%
Temperatura wody na wlocie do akumulatora (wartość średnia)	°C	87,9 ± 3,4%
Temperatura wody na wylocie z akumulatora (wartość średnia)	°C	102,1 ± 7,2%

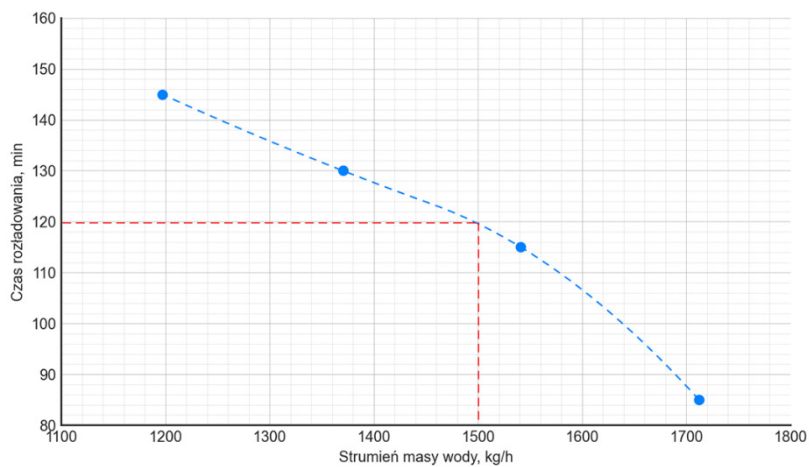
cd. tab. 6.17

Moc cieplna po stronie ładowania (wartość średnia)	kW	0,0
Moc cieplna po stronie rozładowania (wartość średnia)	kW	25,6
Strumień wody rozładowującej 1400 kg/h	Jednostka	Wartość
Strumień masy pary ładującej (wartość średnia)	kg/h	0,0
Strumień masy wody rozładowującej (wartość średnia)	kg/h	1370,4 ± 10,5%
Temperatura wody na wlocie do akumulatora (wartość średnia)	°C	87,9 ± 5,6%
Temperatura wody na wylocie z akumulatora (wartość średnia)	°C	102,6 ± 8,1%
Moc cieplna po stronie ładowania (wartość średnia)	kW	0,0
Moc cieplna po stronie rozładowania (wartość średnia)	kW	23,5
Strumień wody rozładowującej 1200 kg/h	Jednostka	Wartość
Strumień masy pary ładującej (wartość średnia)	kg/h	0,0
Strumień masy wody rozładowującej (wartość średnia)	kg/h	1196,9 ± 18,6%
Temperatura wody na wlocie do akumulatora (wartość średnia)	°C	87,6 ± 7,1%
Temperatura wody na wylocie z akumulatora (wartość średnia)	°C	102,8 ± 9,0%
Moc cieplna po stronie ładowania (wartość średnia)	kW	0,0
Moc cieplna po stronie rozładowania (wartość średnia)	kW	20,4

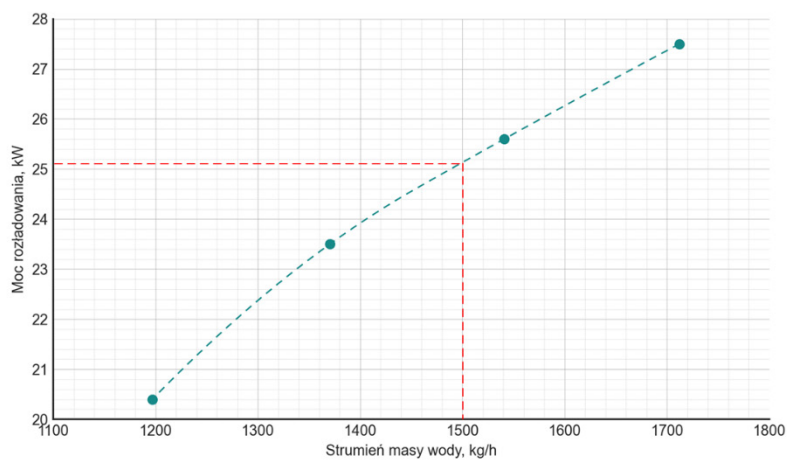
Na podstawie przeprowadzonej analizy wyznaczono czasy rozładowania magazynu ciepła w zależności od strumienia wody – wyniki przedstawiono w postaci tab. 6.18 i na rys. 6.48. Następnie wyznaczono zależność między mocą rozładowywania a strumieniem masy wody (rys. 6.49), a także zależność maksymalnej i średniej temperatury wody wylotowej w funkcji strumienia masy wody (rys. 6.50). Linia przerywaną w kolorze czerwonym zaznaczono punkty pracy magazynu ciepła odpowiadające wartości strumienia wody rozładowującej 1500 kg/h stanowiące wartość przewidzianą w założeniach projektowych.

Tabela 6.18. Czas rozładowania w zależności od strumienia masy wody oraz maksymalna ($t_{maks.}$) i średnia ($t_{śred.}$) temperatura wody na wylocie w trakcie rozładowywania

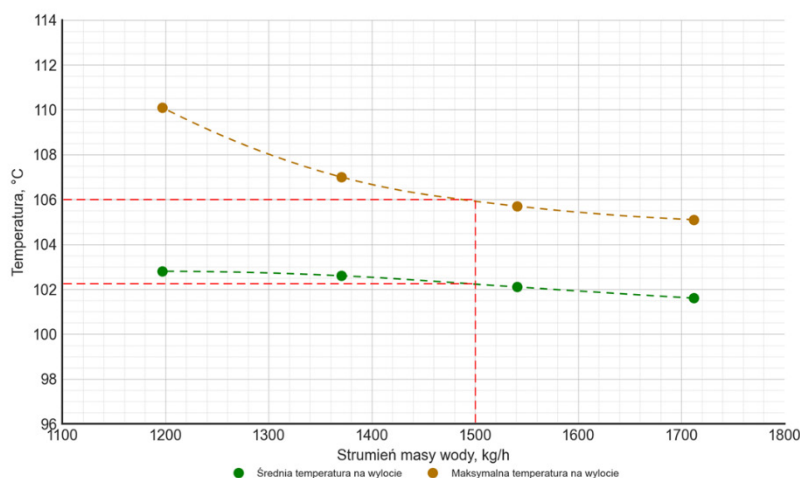
Strumień masy wody, kg/h	Średnia moc rozładowywania, kW	Czas rozładowywania, min	$t_{maks.}$, °C	$t_{śred.}$, °C
1196,9	20,4	145	110,1	102,8
1370,4	23,5	130	107,0	102,6
1540,9	25,6	115	105,7	102,1
1712,1	27,5	85	105,1	101,6



Rys. 6.48. Zależność czasu rozładowywania od wartości strumienia masy wody



Rys. 6.49. Zależność mocy cieplnej rozładowywania od wartości strumienia masy wody



Rys. 6.50. Zależność wartości średniej temperatury wody na wylocie od wartości strumienia masy wody

Przeprowadzono test, w którym rozładowywano w pełni naładowany magazyn ciepła stałym strumieniem masy wody o różnych wartościach przy jednoczesnym braku dopływu pary. Układ regulacji stabilizował temperaturę wody wlotowej do akumulatora na poziomie 88°C i rozładowywał akumulator do chwili, gdy temperatura wody na jego wylocie nie spadła poniżej 98°C . Na tej podstawie wyznaczono czasy rozładowywania przy różnych strumieniach masy wody – w zależności od nich czas wyniósł 90–145 min. Czas rozładowania – 120 min zanotowano w przypadku strumienia masy wody 1500 kg/h , co jest zgodne z przyjętymi założeniami projektowymi.

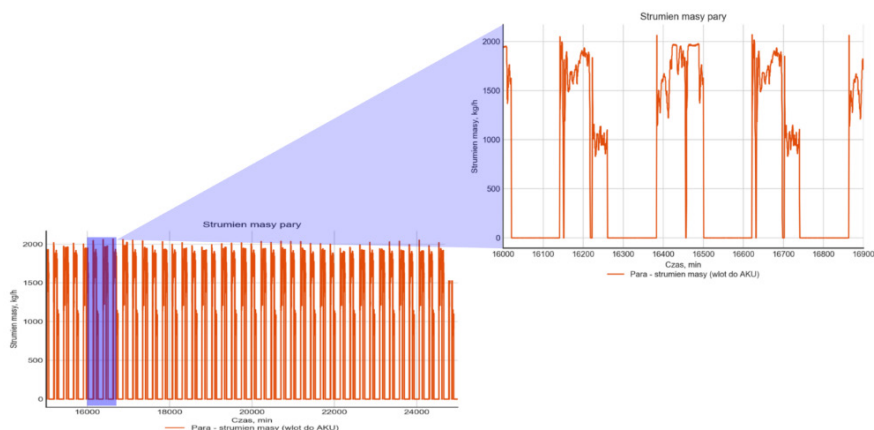
6.4.2 Sprawdzenie stabilności parametrów pracy akumulatora w warunkach długotrwałego zasilania zmiennym strumieniem masy pary

W teście sprawdzenia stabilności parametrów pracy akumulatora celem była weryfikacja stabilności parametrów pracy magazynu ciepła w warunkach długotrwałego zasilania zmiennym strumieniem pary. Test przeprowadzono z zastosowaniem dwóch układów sterowania – klasycznym PI oraz wykorzystującym AI. Ich szczegółowy opis został zamieszczony w pracy [193]. Umożliwiło to porównanie jakości sterowania parametrami wody na wylocie z magazynu w warunkach odwzorowujących zasilanie zmiennym strumieniem masy pary z kotła odzysknicowego. Warunki prowadzenia testu przedstawiono w tab. 6.19.

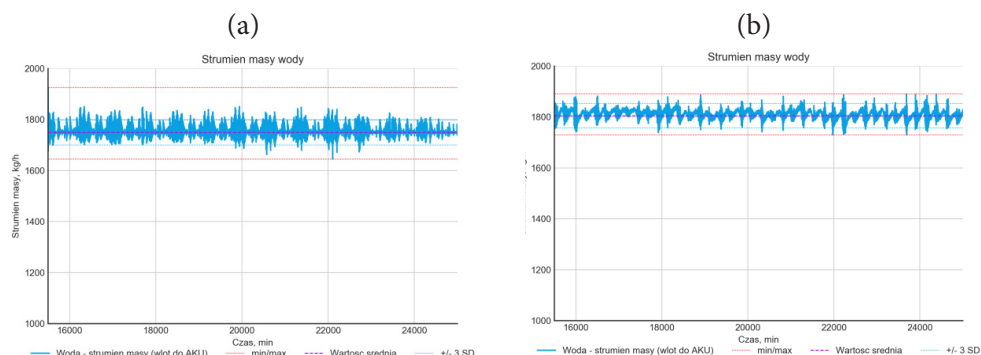
Tabela 6.19. Warunki i parametry testu w warunkach długotrwałego zasilania zmiennym strumieniem masy pary – przepływ pary i wody

Czynnik	Przepływ
Para po stronie ładowania	zmienny: 0÷2000 kg/h
Woda po stronie rozładowania	stały: 1800 kg/h

W celu odwzorowania rzeczywistych warunków zasilania zmiennym strumieniem pary z kotła odzysknicowego w układzie sterowania zaimplementowano rzeczywiste charakterystyki czasowe strumienia pary z kotła odzysknicowego. Na ich podstawie odbywała się regulacja strumienia pary zasilającej magazyn – przykładową charakterystykę przedstawiono na rys. 6.51. A charakterystyki czasowe strumienia masy wody rozładowującej magazyn ciepła na rys. 6.52.

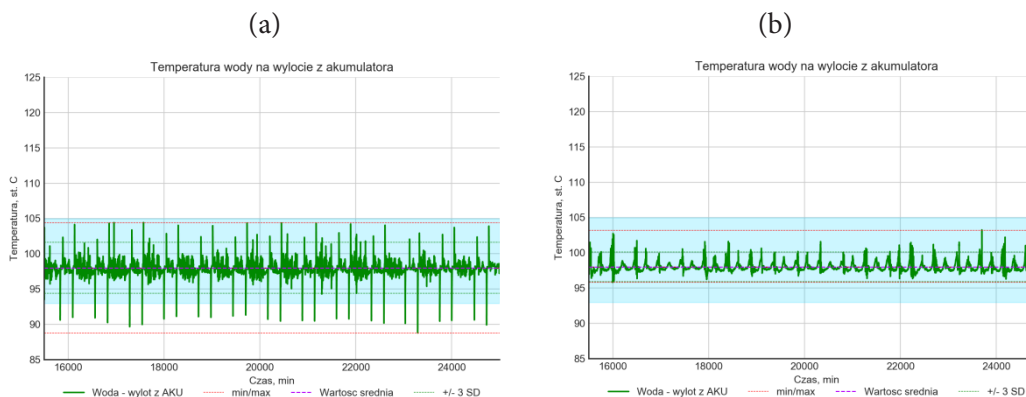


Rys. 6.51. Charakterystyka zmienności strumienia pary odwzorowana w układzie sterowania; kolorem fioletowym zaznaczono powiększony fragment charakterystyki



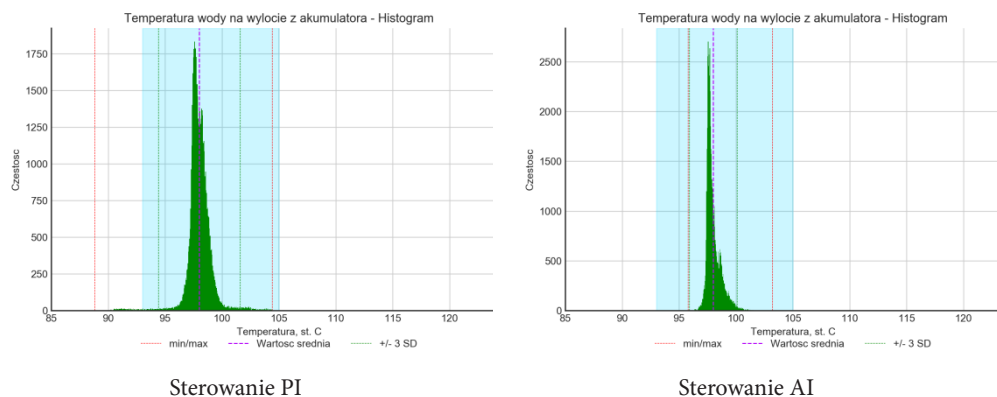
Rys. 6.52. Charakterystyki czasowe strumienia pary ładującej akumulator w trakcie testu przeprowadzonego: a) z zastosowaniem układu sterowania PI, b) wspomaganego przez AI

Na rysunku 6.53 zamieszczono natomiast przebieg czasowy temperatury wody (i dodatkowe parametry statystyczne, tj. wartość średnią, wartość minimalną i maksymalną) na wylocie z magazynu ciepła.



Rys. 6.53. Charakterystyki czasowe temperatury wody na wylocie z magazynu w trakcie testu przeprowadzonego: a) z zastosowaniem układu sterowania PI, b) wspomaganego przez AI; obszar zacieniowany kolorem niebieskim – zalecany zakres temperatury zasilania agregatu absorpcyjnego

Dane pomiarowe strumienia pary oraz wody poddano analizie statystycznej. Wyniki przedstawiono na histogramach – rys. 6.54



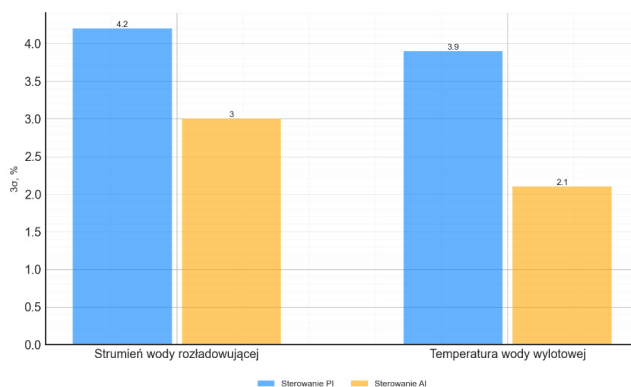
Rys. 6.55. Histogram danych pomiarowych w przypadku temperatury wody na wylocie z akumulatora; obszar zacieniowany kolorem niebieskim – zalecany zakres temperatury zasilania agregatu absorpcyjnego

W tabeli 6.20 zamieszczono z kolei najważniejsze parametry wyznaczone w trakcie testu.

Tabela 6.20. Zestawienie najważniejszych parametrów pracy magazynu ciepła wyznaczonych w trakcie przeprowadzonego testu

Sterowanie PI	Jednostka	Wartość
Strumień masy pary ładującej (zakres)	kg/h	0÷2046
Strumień masy wody rozładowującej (wartość średnia)	kg/h	1749,4 ±4,2%
Temperatura wody na wlocie do akumulatora (wartość średnia)	°C	88,4 ±5,4%
Temperatura wody na wylocie z akumulatora (wartość średnia)	°C	98,0 ±3,9%
Moc cieplna po stronie ładowania (wartość średnia)	kW	27,3
Moc cieplna po stronie rozładowania (wartość średnia)	kW	25,2
Sterowanie AI	Jednostka	Wartość
Strumień masy pary ładującej (zakres)	kg/h	0÷2067
Strumień masy wody rozładowującej (wartość średnia)	kg/h	1805,1 ±3,0%
Temperatura wody na wlocie do akumulatora (wartość średnia)	°C	88,6 ±5,1%
Temperatura wody na wylocie z akumulatora (wartość średnia)	°C	98,0 ±2,1%
Moc cieplna po stronie ładowania (wartość średnia)	kW	26,8
Moc cieplna po stronie rozładowania (wartość średnia)	kW	25,6

A na rysunku 6.55 – porównanie wskaźników jakości sterowania strumieniem masy i temperaturą wody rozładowującej w trakcie testu ze sterowaniem PI oraz AI.



Rys. 6.55. Porównanie wskaźników jakości sterowania strumieniem masy i temperaturą wody rozładowującej

Przeprowadzono test, w którym porównano parametry pracy magazynu ciepła zasilanego zmiennym strumieniem pary o charakterystyce odwzorowującej pracę kotła odzysknicowego. W jego ramach sprawdzono stabilność kluczowych dla procesu para-

metrów, tj. temperatury i strumienia wody rozładowującej. Porównano jakość regulacji dwóch typów układu sterowania – standardowego PI i wspomaganego przez AI.

W teście wykazano, że w przypadku długotrwałej pracy magazynu w obszarze przemiany fazowej oba układy sterowania zapewniają wystarczającą jakość sterowania, która mieści się w zakresie wymagań agregatu chłodniczego. W obu układach wykazano porównywalną jakość sterowania strumieniem masy wody, w przypadku układu AI natomiast wykazano przewagę w jakości stabilizacji temperatury wody na wylocie z magazynu. W charakterystyce czasowej temperatury wody w trakcie testu z układem PI zamieszczonej na rys. 6.53 są widoczne powtarzające się lokalne spadki temperatury wykraczające poniżej zakresu tolerancji agregatu. W przypadku sterowania układem AI – to nie występuje.

6.5 Weryfikacja wyników symulacji

6.5.1 Symulacja pracy magazynu w stanie ustalonym

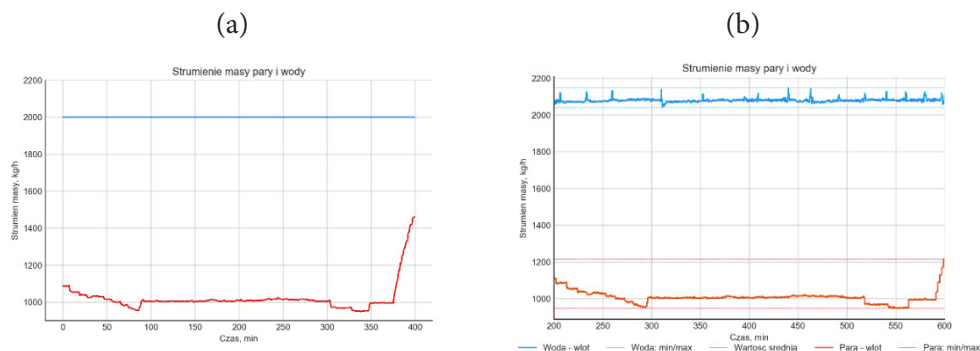
Parametry pracy magazynu ciepła wyznaczone na podstawie symulacji numerycznych zostały poddane weryfikacji w odniesieniu do pomiarów wykonanych na pilotażowej instalacji z magazynem ciepła. Umożliwiło to ocenę jakości zastosowanych modeli w odwzorowaniu parametrów pracy. W tym celu wykonano dynamiczne symulacje pracy magazynu ciepła odwzorowujące warunki testów przeprowadzonych z uwzględnieniem instalacji pilotażowej.

Przeprowadzono symulację pracy magazynu ciepła w warunkach odwzorowujących stan ustalony. Dokonano porównania parametrów uzyskanych z symulacji przeprowadzonej za pomocą modelu jednowymiarowego z wynikami pomiarów uzyskanymi podczas testów instalacji pilotażowej. Na rysunku 6.56 przedstawiono porównanie charakterystyki czasowej strumienia masy pary ładującej i wody rozładowującej uzyskane z symulacji i z pomiarów.

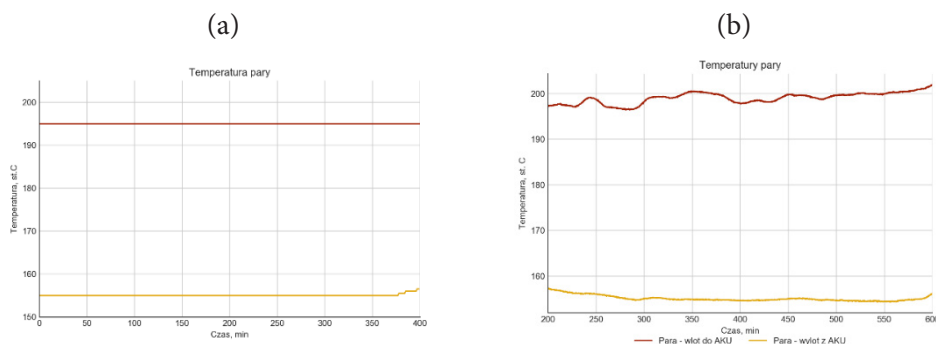
W symulacji wykorzystano rzeczywistą charakterystykę strumienia masy pary uzyskaną z pomiarów. Dzięki porównaniu charakterystyk strumienia pary i wody można wnioskować, że wyniki symulacji wykazują wysoką zgodność z wynikami pomiarów – z wyjątkiem lokalnych wahań widocznych na charakterystykach pomiarowych. Wynikają one ze sposobu pracy układu regulacji, nie mają jednak większego znaczenia od strony praktycznej. Z przeprowadzonej zatem analizy wynika, że symulacja odwzorowuje rzeczywisty strumień masy pary i wody na zadowalającym poziomie.

Na rysunku 6.57 zawarto charakterystyki czasowe temperatury pary na wlocie i wylocie z magazynu ciepła uzyskane z symulacji, a także z pomiarów.

W symulacji przyjęto stałą wartość temperatury pary na wlocie. Wynika to z tego, że w warunkach rzeczywistych występowały jedynie nieznaczne wahania strumienia pary,



Rys. 6.56. Charakterystyki czasowe strumienia masy pary ładującej i wody rozładowującej uzyskane: a) z symulacji, b) z pomiarów na instalacji pilotażowej; krzywa czerwona – strumień masy pary zasilającej magazyn ciepła, krzywa niebieska – charakterystyka czasowa strumienia wody rozładowującej

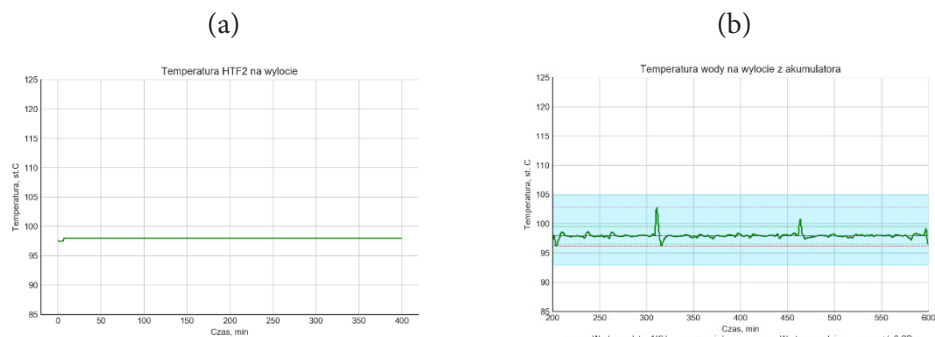


Rys. 6.57. Charakterystyki czasowe temperatury pary z magazynu ciepła uzyskane: a) z symulacji, b) z pomiarów; krzywa brązowa – na wlocie, krzywa żółta – na wylocie

które pominięto w symulacji. W charakterystyce uzyskanej z symulacji wykazano wysoki stopień zgodności z charakterystyką pomiarową. Dzięki temu można stwierdzić, że zastosowany model odwzorowuje z zadowalającą dokładnością temperaturę pary na wlocie i wylocie z magazynu ciepła.

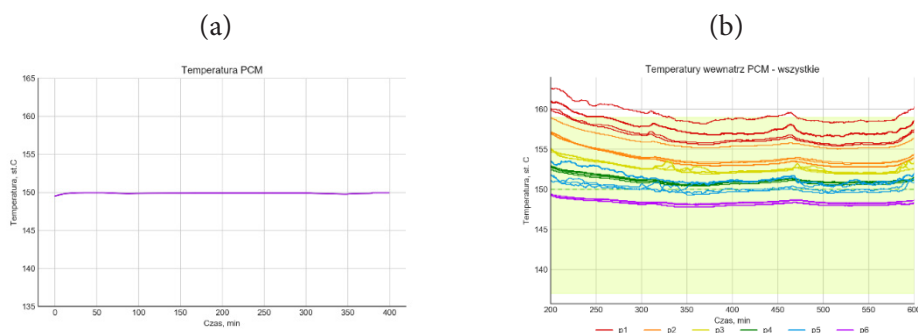
Na rysunek 6.58 przedstawiono charakterystyki czasowe temperatury wody na wylocie z magazynu ciepła otrzymane z symulacji i z pomiarów.

Analogicznie jak w przypadku pary w symulacji założono stałą temperaturę wody na wlocie do magazynu, czyli 88°C. Wynikiem symulacji była charakterystyka temperatury wody na wylocie z magazynu. Po porównaniu obu charakterystyk z rys. 6.58 można wnioskować, że z wyjątkiem lokalnych wahań widocznych w charakterystyce pomiarowej (rys. 6.58b) krzywa uzyskana z symulacji (rys. 6.58a) dobrze odwzorowuje temperaturę wody na wylocie.



Rys. 6.58. Charakterystyki czasowe temperatury wody na wylocie z magazynu ciepła otrzymane: a) z symulacji, b) z pomiarów; obszar zacieniowany kolorem niebieskim – zalecany zakres temperatury zasilania agregatu absorpcyjnego

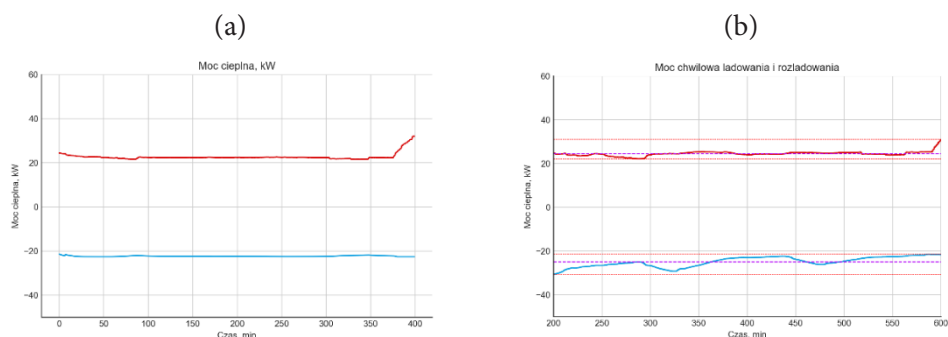
Na rys. 6.59 zamieszczono charakterystyki czasowe temperatury materiału zmiennofazowego w magazynie, w części (b) rysunku widoczny jest rozkład temperatury materiału PCM z uwzględnieniem wszystkich punktów pomiaru temperatury w magazynie ciepła.



Rys. 6.59. Charakterystyki czasowe temperatury materiału zmiennofazowego PCM w magazynie otrzymane: a) z symulacji, b) z pomiarów; obszar zacieniowany kolorem zielonym – obszar przemiany fazowej

Ze względu na zastosowanie modelu jednowymiarowego odwzorowanie rozkładu temperatury w przestrzeni jest w tym przypadku niemożliwe. Temperaturę materiału akumulującego uwzględnia się w symulacji za jednorodną, reprezentowaną przez jedną wartość temperatury (rys. 6.59a). W porównaniu przebiegu charakterystyk temperatury uzyskanych z pomiarów i z symulacji można jednak zaobserwować, że temperatura materiału PCM uzyskana z symulacji przyjmuje wartości najbardziej zbliżone do najniższego poziomu temperatury w magazynie pilotażowym. W rezultacie temperatura materiału jest w pewnym stopniu niedoszacowana – w przypadku analizowanego pomiaru o ok. 10°C. Od strony praktycznej nie ma to zatem dużego znaczenia, ponieważ temperatury czynników roboczych (pary i wody) są odwzorowywane poprawnie.

Istotnym parametrem dotyczącym magazynu ciepła jest strumień ciepła po stronie ładowania i rozładowania. Na rysunku 6.60 przedstawiono charakterystyki czasowe strumienia ciepła uzyskane z symulacji i z pomiarów. Podobnie jak w przypadku poprzednio analizowanych parametrów wyniki symulacji charakteryzują się zadowalającą zgodnością z charakterystykami uzyskanymi w trakcie pomiarów z wykorzystaniem instalacji pilotażowej.



Rys. 6.60. Charakterystyki czasowe strumienia ciepła uzyskane: a) z symulacji, b) z pomiarów

W tabeli 6.21 przedstawiono porównanie najważniejszych parametrów magazynu ciepła w stanie ustalonym wyznaczonych na podstawie symulacji i pomiarów.

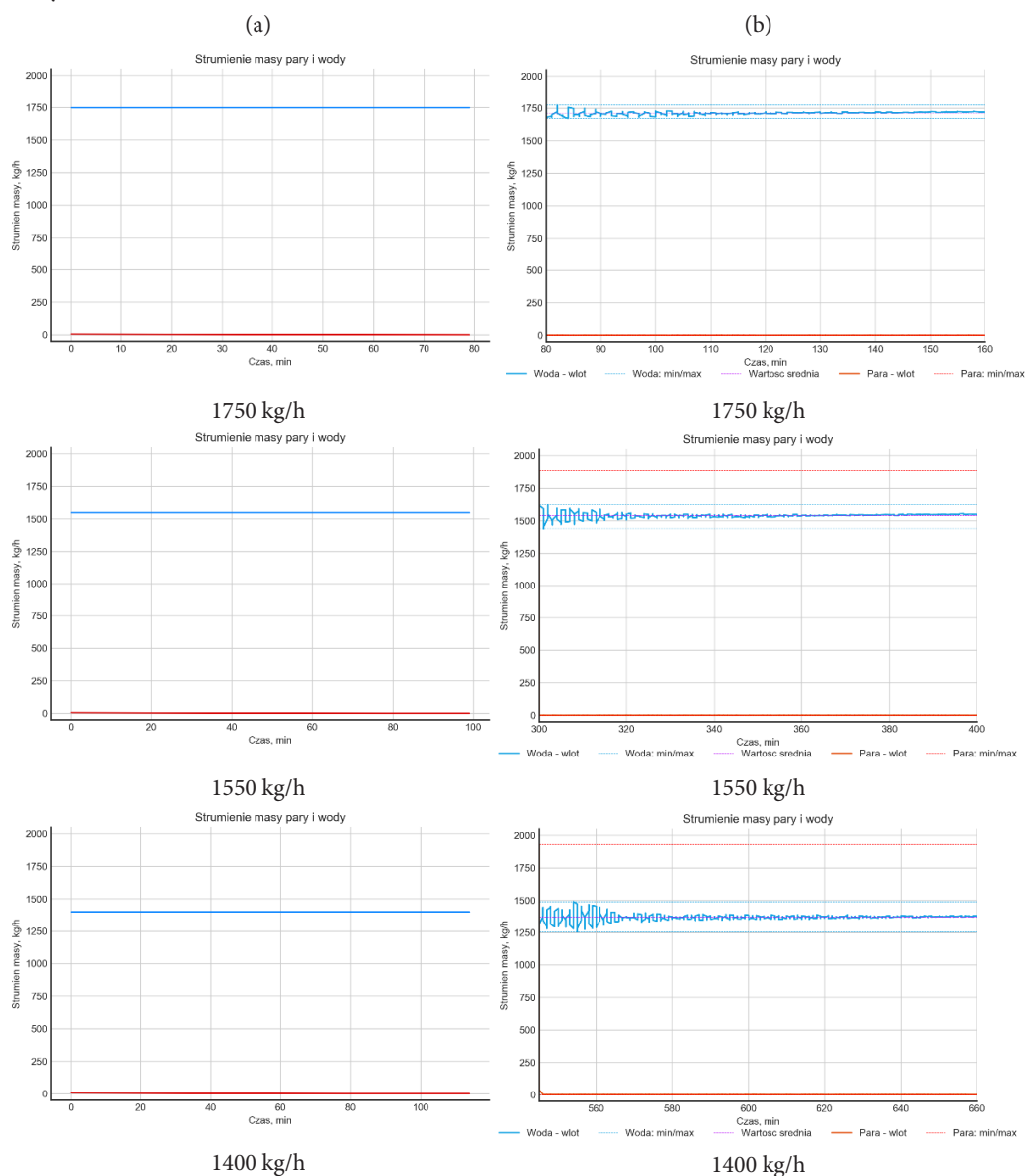
Dzięki nim wyznaczono odchylenie wartości symulowanych od wartości mierzonych. Największe wartości odchylenia stwierdzono dla średnich wartości mocy ładowania i mocy rozładowania, które są niedoszacowane przez symulację o odpowiednio 8,5% i 9,8%. Odchylenie pozostałych parametrów jest wyraźnie niższe i nie przekracza 4%, przy czym w symulowanej temperaturze wody na wylocie z magazynu zarejestrowano odchylenie na poziomie 0,8%. Dlatego należy uznać, że dokładność parametrów wyznaczonych w symulacji jest na zadowalającym poziomie.

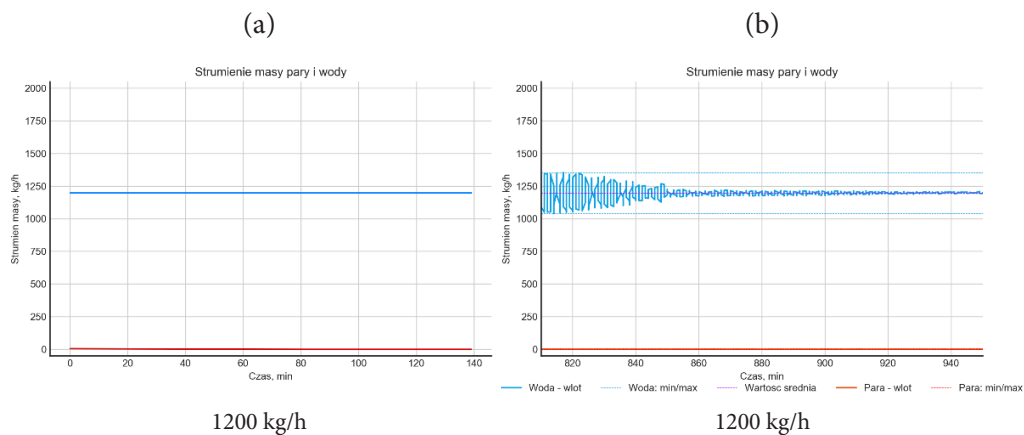
Tabela 6.21. Porównanie najważniejszych parametrów magazynu ciepła w stanie ustalonym wyznaczonych na podstawie symulacji i pomiarów z wykorzystaniem instalacji pilotażowej

Parametr	Symulacja	Pomiary	Odchylenie
Temperatura pary na wlocie (wartość średnia)	195,0°C	198,4°C	-1,7%
Temperatura pary na wylocie (wartość średnia)	158,0°C	154,7°C	2,1%
Strumień masy pary (wartość średnia)	1000 kg/h	1009 kg/h	-0,9%
Temperatura wody na wlocie (wartość średnia)	88,0°C	87,7°C	0,3%
Temperatura wody na wylocie (wartość średnia)	98,0°C	98,8°C	-0,8%
Strumień masy wody (wartość średnia)	2000,0 kg/h	2080,0 kg/h	-3,9%
Moc ładowania (wartość średnia)	22,7 kW	24,8 kW	-8,5%
Moc rozładowania (wartość średnia)	22,1 kW	24,5 kW	-9,8%

6.5.2 Symulacja rozładowywania magazynu przy różnych wartościach strumienia wody

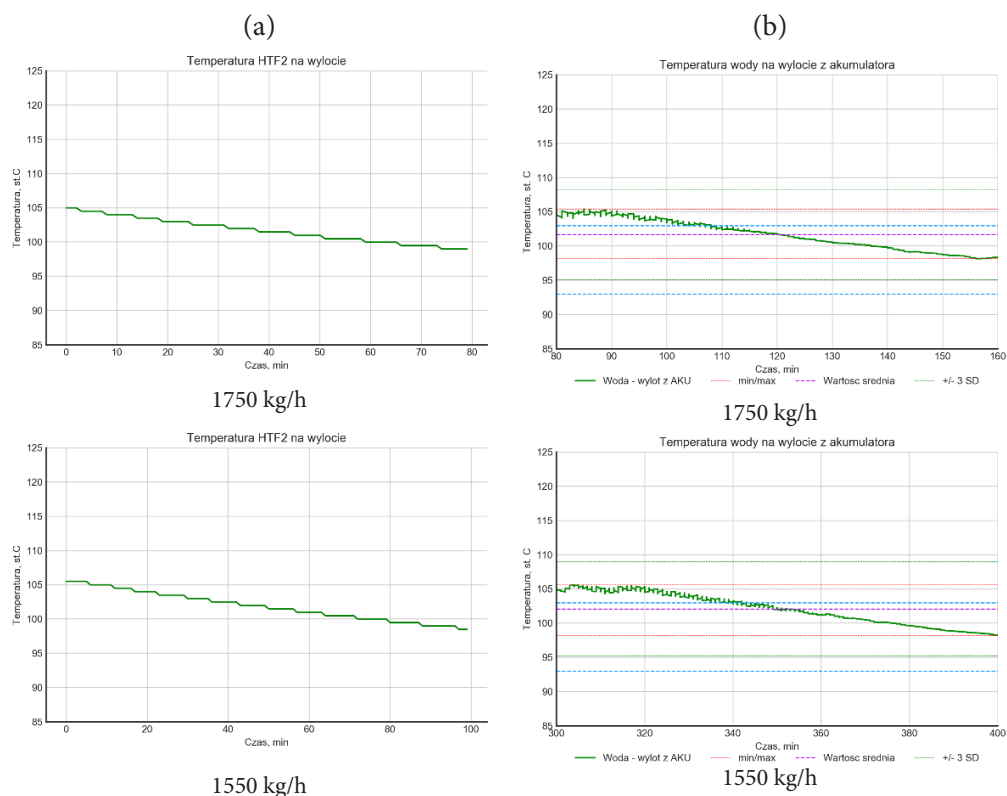
Przeprowadzona została symulacja rozładowywania magazynu ciepła przy różnych wartościach strumienia wody. Dokonano porównania parametrów uzyskanych z symulacji przeprowadzonej za pomocą modelu jednowymiarowego z wynikami pomiarów – porównanie charakterystyk czasowych strumienia masy pary i wody przedstawiono na rys. 6.61.

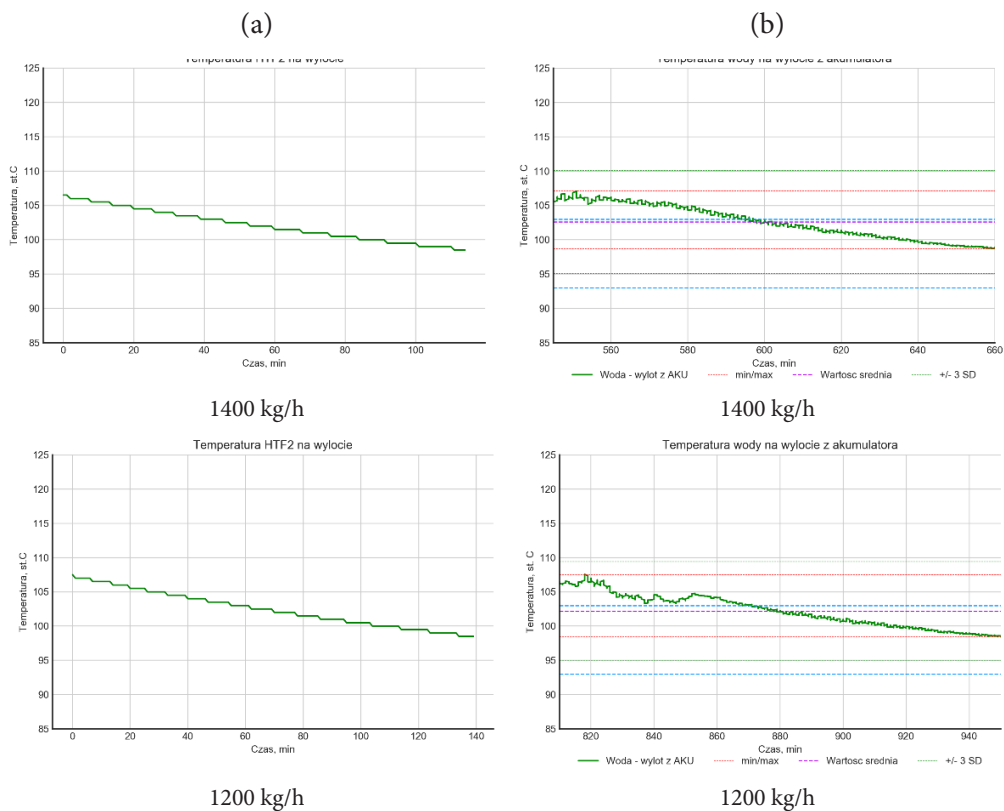




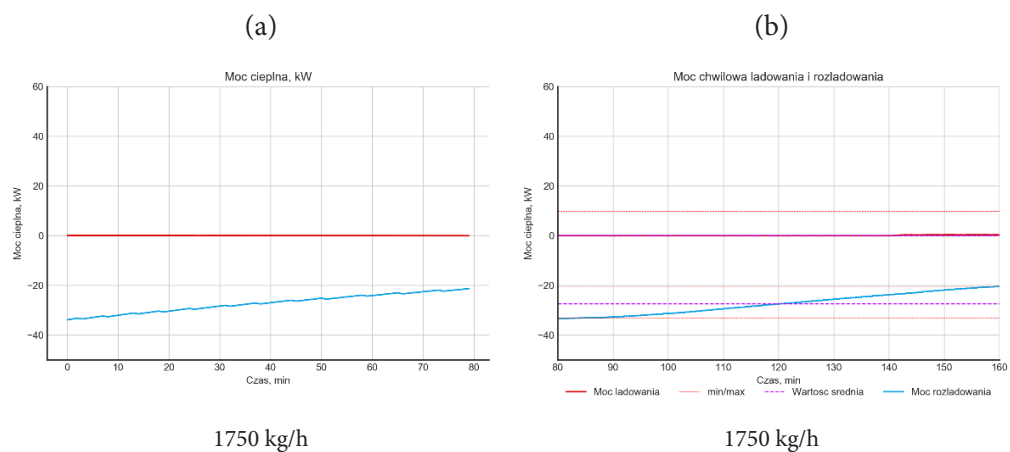
Rys. 6.61. Porównanie charakterystyk czasowych strumienia masy pary i wody uzyskanych: a) z symulacji, b) z pomiarów; kolor czerwony – para, kolor niebieski – woda

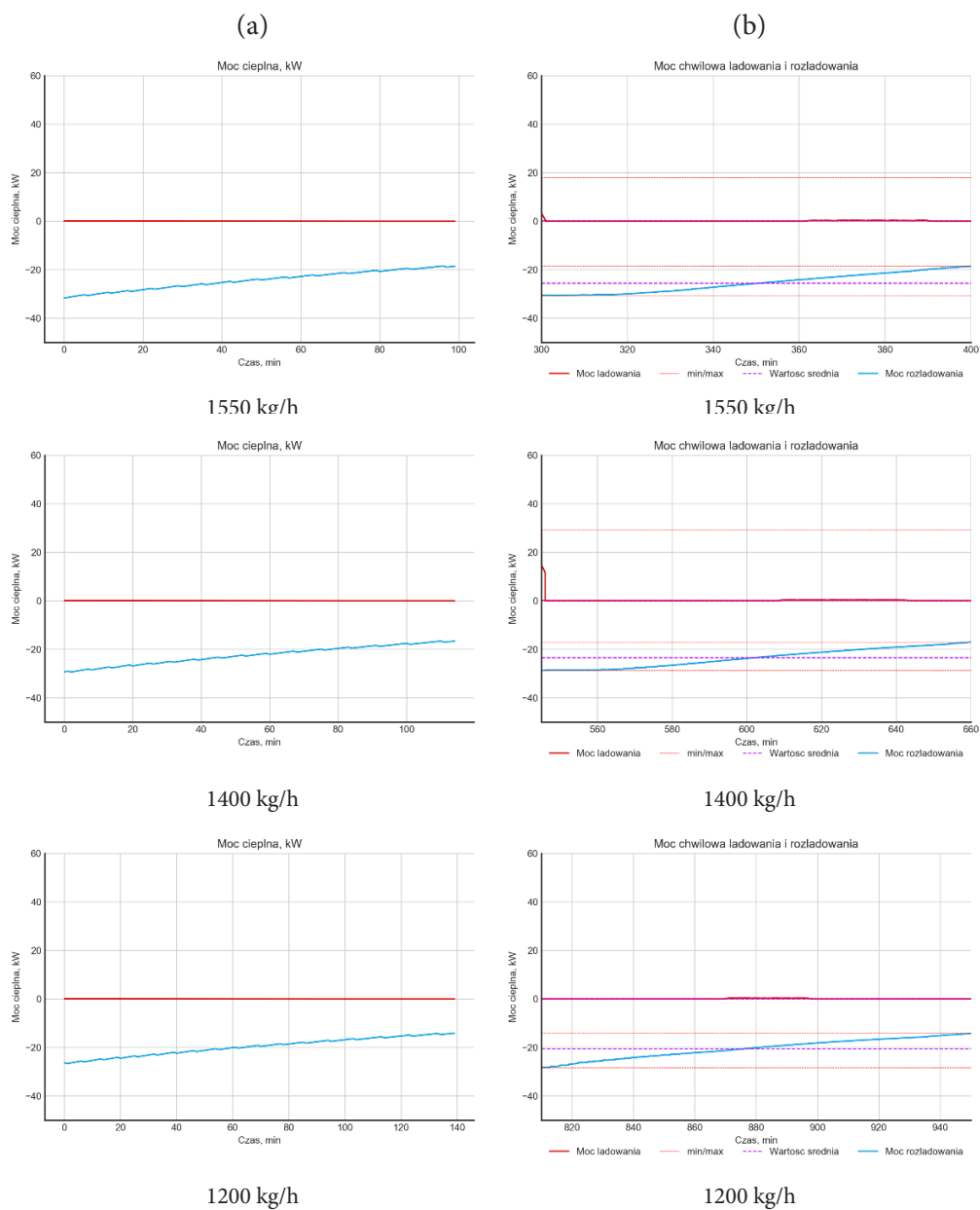
Na rysunku 6.62 przedstawiono porównanie charakterystyk czasowych temperatury wody na wylocie z magazynu ciepła uzyskanych z symulacji i z pomiarów z wykorzystaniem instalacji pilotażowej. A na rys. 6.63 – porównanie charakterystyk czasowych mocy ładowania i mocy rozładowywania.





Rys. 6.62. Porównanie charakterystyk czasowych temperatury wody na wylocie z magazynu ciepła uzyskanych: a) z symulacji, b) z pomiarów





Rys. 6.63. Porównanie charakterystyk czasowych uzyskanych: a) z symulacji, b) z pomiarów; kolor czerwony – moc ładowania, kolor niebieski – moc rozładowywania

Aby dokonać oceny zgodności wyników symulacji z wynikami pomiarów, w tab. 6.22 porównano następujące parametry: średnia wartość strumienia masy wody, średnia wartość temperatury wody na wlocie i na wylocie, temperatura wody na wylocie w momencie rozpoczęcia rozładowywania i w momencie zakończenia rozładowywania, średnia wartość mocy ładowania i rozładowywania, a także jej wartość w momencie rozpoczęcia i zakończenia rozładowywania. Na tej podstawie obliczono odchylenie każdego z symulowanych parametrów w stosunku do wartości uzyskanych z pomiarów.

Tabela 6.22. Porównanie najważniejszych parametrów wyznaczonych w trakcie pomiarów i z symulacji

Strumień wody rozładowującej 1750 kg/h	Jednostka	Pomiar	Symulacja	Odchylenie
Strumień masy wody (wartość średnia)	kg/h	1742,1	1750,0	+0,5%
Temperatura wody na wlocie (wartość średnia)	°C	87,9	88,0	+0,1%
Temperatura wody na wylocie (wartość średnia)	°C	101,6	102,3	+0,7%
Temperatura wody na wylocie (w momencie rozpoczęcia rozładowywania)	°C	104,2	105,0	+0,8%
Temperatura wody na wylocie (w momencie zakończenia rozładowywania)	°C	97,9	98,5	+0,6%
Moc rozładowania (wartość średnia)	kW	27,5	28,3	+2,9%
Moc rozładowania (w momencie rozpoczęcia rozładowywania)	kW	32,8	33,7	+2,7%
Moc rozładowania (w momencie zakończenia rozładowywania)	kW	20,5	22,1	+7,8%
Strumień wody rozładowującej 1550 kg/h	Jednostka	Pomiar	Symulacja	Odchylenie
Strumień masy wody (wartość średnia)	kg/h	1540,9	1550,0	0,6%
Temperatura wody na wlocie (wartość średnia)	°C	87,9	88,0	0,1%
Temperatura wody na wylocie (wartość średnia)	°C	102,1	102,9	0,8%
Temperatura wody na wylocie (w momencie rozpoczęcia rozładowywania)	°C	104,9	105,3	0,4%
Temperatura wody na wylocie (w momencie zakończenia rozładowywania)	°C	97,8	98,7	0,9%
Moc rozładowania (wartość średnia)	kW	25,6	26,4	3,1%
Moc rozładowania (w momencie rozpoczęcia rozładowywania)	kW	29,9	33,1	10,7%
Moc rozładowania (w momencie zakończenia rozładowywania)	kW	19,4	19,1	-1,5%

cd. tab. 6.22

Strumień wody rozładowującej 1400 kg/h	Jednostka	Pomiar	Symulacja	Odchylenie
Strumień masy wody (wartość średnia)	kg/h	1370,4	1400,0	2,2%
Temperatura wody na wlocie (wartość średnia)	°C	87,9	88,0	0,1%
Temperatura wody na wylocie (wartość średnia)	°C	102,6	103,8	1,2%
Temperatura wody na wylocie (w momencie rozpoczęcia rozładowywania)	°C	105,5	106,8	1,2%
Temperatura wody na wylocie (w momencie zakończenia rozładowywania)	°C	97,8	98,4	0,6%
Moc rozładowania (wartość średnia)	kW	23,5	24,9	5,9%
Moc rozładowania (w momencie rozpoczęcia rozładowywania)	kW	28,1	29,5	5,0%
Moc rozładowania (w momencie zakończenia rozładowywania)	kW	18,2	17,9	-1,6%
Strumień wody rozładowującej 1200 kg/h	Jednostka	Pomiar	Symulacja	Odchylenie
Strumień masy wody (wartość średnia)	kg/h	1196,9	1200,0	0,3%
Temperatura wody na wlocie (wartość średnia)	°C	87,6	88,0	0,5%
Temperatura wody na wylocie (wartość średnia)	°C	102,8	103,9	1,1%
Temperatura wody na wylocie (w momencie rozpoczęcia rozładowywania)	°C	106,3	107,5	1,2%
Temperatura wody na wylocie (w momencie zakończenia rozładowywania)	°C	97,9	97,6	-0,3%
Moc rozładowania (wartość średnia)	kW	20,4	21,7	6,4%
Moc rozładowania (w momencie rozpoczęcia rozładowywania)	kW	27,2	26,4	-2,9%
Moc rozładowania (w momencie zakończenia rozładowywania)	kW	14,4	15,3	6,3%

Odchylenia wartości poszczególnych parametrów nie przekraczają 10% w przypadku wszystkich czterech symulacji uwzględniających różne wartości strumienia masy wody. Największe odchylenia od wartości pomiarowych wynoszące 5–10% zaobserwowano w przypadku mocy rozładowywania, co przekłada się na różnicę poniżej 2 kW. Tendencja ta jest analogiczna do symulacji opisanej w podrozdz. 6.5.1. Mniejsze odchylenia stwierdzono przy temperaturze wody na wylocie z magazynu – o wartości poniżej 2%, co odpowiada różnicy temperatury poniżej 2°C.

Różnica względem poprzedniej symulacji polega jednak na tym, że wartości z symulacji niekiedy nie doszacowują wartości rzeczywistych, a w innych przypadkach je przeszacowują. W przypadku symulacji opisanej w podrozdz. 6.5.1 w symulacji nie zostały doszacowane wszystkie parametry.

7. Podsumowanie

W niniejszej publikacji podjęto tematykę kompleksowego projektowania i badania zmiennofazowych akumulatorów ciepła na przykładzie praktycznej realizacji modelowania, projektowania, budowy i badania zmiennofazowego akumulatora ciepła w skali pilotażowej, współpracującego z rzeczywistym obiektem przemysłowym.

Została zaproponowana metoda, w której w odróżnieniu od innych opisywanych w literaturze przedmiotu, nie ograniczono się wyłącznie do wybranych aspektów badawczych lub projektowych w zakresie magazynów ciepła. Przedstawiona metoda stanowić natomiast może narzędzie do kompleksowego projektowania i badania zmiennofazowych akumulatorów ciepła na wszystkich etapach: od założeń do rzeczywistej instalacji.

W części wprowadzającej przybliżono zagadnienie magazynowania energii ze szczególnym naciskiem na magazynowanie ciepła i jego znaczenie w energetyce. Przedstawiono aktualny stan wiedzy w zakresie magazynowania ciepła, w szczególności dotyczący magazynów wykorzystujących materiały zmiennofazowe.

Zaprezentowana kompleksowa metodyka doboru optymalnego materiału akumulującego do zastosowania w magazynie ciepła objęła również omówienie najważniejszych kryteriów, którymi należy kierować się przy wyborze materiału. Na ich podstawie sformułowano wskaźniki oceny materiału, dzięki którym jest możliwe dokonanie jego parametrycznej oceny. Żeby określić właściwości termofizyczne materiału opracowano szczegółową metodykę pomiarów techniką DSC–TGA, która może zostać wykorzystana zarówno do opracowania nowych materiałów akumulujących jak i weryfikacji właściwości materiału po eksploatacji.

Praktyczne zastosowanie opracowanej metodyki przedstawiono krok po kroku na przykładzie procedury doboru materiału magazynującego w instalacji pilotażowej: sformułowano kryteria doboru materiału z uwzględnieniem przewidywanych warunków pracy magazynu. Na tej podstawie dokonano selekcji grupy materiałów do dalszej weryfikacji metodą DSC–TGA. Wyniki z przeprowadzonych badań, omówiono na odpowiednich przykładach materiałów, tak aby zaakcentować niepożądane zjawiska mogące zachodzić w trakcie ogrzewania i chłodzenia materiału. Poza tym wyznaczono wskaźniki i dokonano finalnej oceny materiałów z uwagi na kryteria techniczne i ekonomiczne. Na tej podstawie dokonano ostatecznego wyboru materiału do zastosowania w pilotażowym magazynie ciepła (uzupełnionej weryfikacją właściwości próbek materiału po eksploatacji).

Istotnym elementem nowości jest autorska metoda modelowania magazynów ciepła z przemianą fazową składającą się z trzech typów modeli: bilansowego i dwóch numerycznych (jednowymiarowego i trójwymiarowego). Każdy z nich charakteryzuje się cechami, które powodują, że modele uzupełniają się wzajemnie w realizacji obliczeń na etapie projektowania, badania i optymalizacji magazynów ciepła.

Opracowane modele – jednowymiarowy stacjonarny i dynamiczny, a także trójwymiarowy posłużyły na dalszym etapie badań do przeprowadzenia symulacji procesów ciepłno-przepływowych towarzyszących procesowi ładowania oraz rozładowywania magazynu ciepła w skali nie tylko laboratoryjnej, lecz także pilotażowej. Uzyskane wyniki z symulacji zweryfikowano w odniesieniu do wyników pomiarów przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym. Wyniki symulacji na modelu trójwymiarowym wykorzystano następnie do przeprowadzenia analizy wpływu wewnętrznej konstrukcji magazynu ciepła na proces jego ładowania/rozładowywania w celu wyboru optymalnego wariantu. Model jednowymiarowy stacjonarny posłużył z kolei do optymalizacji konstrukcji magazynu pilotażowego szczególnie w zakresie jego gabarytów, objętości materiału zmiennofazowego, pojemności cieplnej, liczby rur ładujących/rozładowujących czy powierzchni wymiany ciepła. Jednowymiarowy model dynamiczny natomiast wykorzystano do symulacji dynamicznych odwzorowujących pracę magazynu pilotażowego zasilanego zarówno stałym, jak i zmiennym w czasie strumieniem pary, przy jednocześnie odbywającym się procesie ładowania i rozładowywania magazynu ciepła. Opracowanie kompleksowej metody modelowania magazynów ciepła z zastosowaniem trzech komplementarnych modeli miało na celu wyeliminowanie ich ograniczeń.

W monografii opisano również badania wykonane na autorskim stanowisku laboratoryjnym, które polegały na sekwencyjnym ładowaniu i rozładowywaniu laboratoryjnego magazynu ciepła z uwzględnieniem trzy typów materiałów akumulujących ciepło: nisko-go, średnio- i wysokotemperaturowego przy zastosowaniu różnych wariantów układów wymiany ciepła: rury miedzianej ożebrowanej i gładkiej, rury aluminiowej ożebrowanej i gładkiej, rury stalowej z ożebrowaniem z aluminium i stalowej gładkiej. Analizie poddano rozkład temperatury materiału PCM w czasie oraz charakterystyki temperatury powietrza na wlocie i wylocie z magazynu. Dokonano porównania czasu ładowania i rozładowania magazynu, w tym czasu przemiany fazowej. Określono wpływ strumienia powietrza na czas ładowania i rozładowywania. A w dalszej części badań – wpływ konstrukcji układu wymiany ciepła na parametry dynamiczne magazynu oraz czas ładowania i rozładowywania. Na tej podstawie wykazano, że optymalnym wariantem konstrukcji układu wymiany ciepła jest rura stalowa (316L) z ożebrowaniem aluminiowym. Wynika to z wysokiej odporności na działanie soli w wysokiej temperaturze, wysokiej wytrzymałości mechanicznej i odporności na deformacje pod wpływem wysokiej temperatury. Ożebrowanie aluminiowe zapewnia z kolei dobre właściwości pod względem przewodnictwa cieplnego.

Po przeprowadzeniu badań na stanowisku z magazynem ciepła, opracowano jego model numeryczny i wykonano symulacje z wykorzystaniem wcześniej opisanych metod. Ich celem była weryfikacja wyników otrzymywanych z symulacji w odniesieniu do wyników pomiarów zrealizowanych na stanowisku laboratoryjnym – w szczególności porównano rozkład temperatury w materiale akumulującym oraz czasu ładowania i rozładowania magazynu w obszarze przemiany fazowej. Parametry i warunki symulacji dobrano tak, aby odwzorować eksperyment przeprowadzony na stanowisku laboratoryjnym. Wykazano, że opracowany model magazynu odwzorowuje temperaturę materiału zmiennofazowego w warunkach dynamicznych z zadowalającą dokładnością (odchylenie temperatury w punktach pomiarowych podczas ładowania nie przekroczyło 6%, a w samym obszarze przemiany fazowej wyniosło poniżej 4%). W przypadku czasu ładowania i rozładowania odchylenie nie przekracza 6,5%. Na uwagę zasługuje to, że odchylenie symulowanego czasu ładowania/rozładowania względem wartości rzeczywistych jest na podobnym poziomie w przypadku zarówno różnych wartości strumienia powietrza, jak i różnych rodzajów materiału akumulującego. Wniosek ten jest o tyle istotny, że możliwe było opracowanie współczynników korekcyjnych czasu ładowania i rozładowania umożliwiających dokładniejsze estymowanie rzeczywistego czasu ładowania/rozładowania magazynu ciepła na podstawie symulacji numerycznych.

Na szczególną uwagę zasługują badania przeprowadzone na pilotażowej instalacji ze zmiennofazowym magazynem ciepła. Miały one na celu dokonanie weryfikacji następujących aspektów: skuteczności zmiennofazowego magazynu ciepła w wyrównywaniu wahań strumienia ciepła, jakości opracowanych modeli i metod obliczeniowych w odwzorowywaniu parametrów pracy magazynu oraz efektywności kompleksowej metody w procesie projektowania i badania magazynu będącej przedmiotem niniejszej publikacji. Testy umożliwiły sprawdzenie działania magazynu ciepła w warunkach rzeczywistych oraz wyznaczenie jego parametrów pracy jak temperatura pary i wody, moc ładowania i rozładowania, czas ładowania i rozładowania, rozkład temperatury materiału PCM. W analizie rozkładu temperatury materiału PCM potwierdzono właściwy dobór materiału do parametrów zasilania oraz odbioru ciepła.

Wśród szeregu testów przeprowadzonych na instalacji pilotażowej, wybrano i przedstawiono pięć najbardziej istotnych. Pierwszy z testów miał na celu wyznaczenie parametrów pracy magazynu ciepła w warunkach maksymalnego obciążenia po stronie ładowania i rozładowywania, tj. gdy strumień masy pary ładującej oraz strumień masy wody rozładowującej przyjmują najwyższe możliwe do osiągnięcia wartości. Uzyskane wyniki potwierdziły, że magazyn ciepła osiągnął parametry pracy zgodne z założeniami projektowymi, m.in. podgrzewał wodę do temperatury 98°C wymaganej przez agregat chłodniczy. Ponadto wykazano, że przemiana fazowa zachodzi w całej objętości materiału PCM bez występowania martwych stref.

Sprawdzone zostało również działanie magazynu ciepła w stanie ustalonym (to oznaczało, że strumienie ciepła dostarczanego do akumulatora i odbieranego z akumulatora się bilansowały). Istotny wniosek z testu: stosunek strumienia masy wody do strumienia

masy pary wynosił 2,06. Potwierdza to, że przyjęta w obliczeniach wartość współczynnika przełożenia (γ) wynosząca 2,4 została dobrana właściwie

W trzecim teście celem było wyznaczenie parametrów pracy, w tym czasów ładowania magazynu przy różnych wartościach strumienia wody rozładowującej. W analizie temperatury wody na wylocie wykazano, że zmniejszenie strumienia wody skutkuje wzrostem średniej wartości temperatury wody powyżej 98°C oraz wydłużeniem czasu ładowania. W warunkach przeprowadzonego testu stwierdzono pojawianie się oscylacji strumienia masy i temperatury wody spowodowanych pracą układu regulacji. Ujawniono zatem potencjał do poprawy jakości sterowania i stabilności parametrów pracy magazynu przez wprowadzenie modyfikacji do układu sterowania.

W następnym z przeprowadzonych testów wyznaczano czas rozładowania magazynu ciepła przy różnych wartościach strumienia masy wody. Istotny wniosek z tego etapu badań: w przypadku nominalnego strumienia masy wody na poziomie 1500 kg/h czas rozładowywania wynosi 120 min, co pozostaje zgodne z przyjętymi założeniami projektowymi, oznaczającymi, że magazyn ciepła ma za zadanie dostarczać wodę o temperaturze 98°C przez 2 h.

W teście piątym odwzorowywano długotrwałą pracę magazynu ciepła zasilanego zmiennym strumieniem masy pary z kotła odzysknicowego. W tym celu zaimplementowano w układzie sterowania rzeczywiste charakterystyki czasowe strumienia masy pary wytwarzanej przez kocioł odzysknicowy. W trakcie testu magazyn ciepła rozładowywano stałym strumieniem masy wody o temperaturze 88°C, czyli miało miejsce odwzorowanie pracy agregatu chłodniczego absorpcyjnego. Aby ograniczyć stwierdzone w poprzednich testach oscylacje strumienia masy i temperatury wody na wylocie z magazynu porównano dwa warianty układu sterowania: klasyczny PI i rozszerzony o warstwę AI wspomagającą jego pracę. Wykazano, że przez cały czas trwania testu temperatura wody na wylocie mieściła się w zakresie akceptowalnym dla zasilania agregatu absorpcyjnego. Dotyczy to obu wariantów sterowania – jednak układ sterowania wspomagany przez AI wyraźnie ograniczał wahania zarówno strumienia masy, jak i temperatury wody.

Na podstawie uzyskanych wyników dowiedziono, że zaproponowane rozwiązanie w postaci magazynu ciepła wypełnionego materiałem PCM skutecznie wyrównuje wahania strumienia ciepła i zapewnia stabilny strumień masy gorącej wody o parametrach optymalnych do zasilania agregatu chłodniczego. W monografii dokonano również weryfikacji metody modelowania i projektowania magazynów ciepła dzięki jej wykorzystaniu do opracowania i zaprojektowania pilotażowej instalacji magazynowania ciepła w warunkach przemysłowych. Porównanie wyników pomiarów z wynikami uzyskanymi za pomocą opracowanych i przedstawionych metod obliczeniowych dowiodło, że kluczowe parametry pracy magazynu jak strumień masy pary i wody, temperatura pary i wody czy moc ładowania i rozładowania odpowiadały wartościom uzyskanym w wyniku obliczeń wykonanych z wykorzystaniem przedstawionych w tej publikacji metod i algorytmów. Potwierdzono zatem zadowalającą zgodność wyników symulacji z rzeczywistymi parametrami pracy magazynu ciepła wyznaczonymi w trakcie pomiarów.

Finalnie potwierdzono, że prezentowana w tej publikacji metoda modelowania, projektowania i badania zmiennofazowych magazynów ciepła jest skutecznym narzędziem umożliwiającym efektywną optymalizację konstrukcji oraz parametrów magazynu ciepła dostosowanego do zadanych warunków pracy. Dzięki bogatemu zestawowi modeli numerycznych i algorytmów opracowana metoda umożliwia przeprowadzenie szczegółowych symulacji ciepłno-przepływowych zarówno w układzie trójwymiarowym, jak i symulacji dynamicznych całego magazynu ciepła z wykorzystaniem opracowanego modelu jednowymiarowego. Zaproponowane metody obliczeniowe wspomagają proces projektowania magazynu ciepła na każdym z jego etapów – od założeń i wstępnej koncepcji do badań z wykorzystaniem rzeczywistej instalacji.

Warto podkreślić, że oprócz aspektu aplikacyjnego opracowanie zweryfikowanych eksperymentalnie, skalowalnych modeli magazynu ciepła niesie znaczącą wartość naukową. Otwiera to drogę do symulacji różnych wariantów konstrukcji magazynów ciepła uwzględniających inne materiały akumulujące, alternatywne materiały konstrukcyjne, a także zmodyfikowane geometrie układu wymiany ciepła. Ponadto zaproponowane modele oraz ich procedura weryfikacji mogą zostać wykorzystane do opracowywania nowych modeli magazynów ciepła o innej zasadzie działania, np. sorpcyjnych lub termochemicznych.

Literatura

- [1] Virley S., Debarre R., *Energy Institute Statistical Review of World Energy*, 2024.
- [2] Brown A., Wayth N., Debarre R., Jafri W., *Energy Institute Statistical Review of World Energy*, 2025.
- [3] International Energy Agency, *World Energy Outlook*, 2023.
- [4] Brown S., Jones D., „European Electricity Review”, 2024.
- [5] *Renewables 2023, Analysis and forecast to 2028*, International Energy Agency (IEA), 2023.
- [6] Prozuments A., Borodinecs A., Zaharovs S., Banionis K., Monstvilas E., Norvaišien R., *Evaluating Reduction in Thermal Energy Consumption across Renovated Buildings in Latvia and Lithuania, „Buildings”* 2023, 13, 1916.
- [7] IEA 2023, *World Energy Outlook*.
- [8] IEA 2023, *Global Energy and Climate Model*.
- [9] Mabugu T., Inglesi-Lotz R., *The effect of mismatched supply and demand of electricity on economic growth in South Africa, „Energy Sources”* 2022, Pt. B: *Economics, Planning, and Policy*, Vol. 17, No. 1, DOI: 10.1080/15567249.2022.2038731, s. 2038731.
- [10] Gan L., Jiang P., Lev B., Zhou X., *Balancing of supply and demand of renewable energy power system: A review and bibliometric analysis, „Sustainable Futures”* 2020, Vol. 2, DOI: 10.1016/j.sfr.2020.100013, s. 100013.
- [11] Goyal N., *Limited Demand or Unreliable Supply? A Bibliometric Review and Computational Text Analysis of Research on Energy Policy in India, „Sustainability”* 2021, December, Vol. 13, No. 23, DOI: 10.3390/su132313421, s. 13421.
- [12] Wang S. et al., *Analysis of energy storage demand for peak shaving and frequency regulation of power systems with high penetration of renewable energy, „Energy”* 2023, Vol. 267, DOI: 10.1016/j.energy.2022.126586, s. 126586.
- [13] Efkarpidis N.A. et al., *Peak shaving in distribution networks using stationary energy storage systems: A Swiss case study, „Sustainable Energy, Grids and Networks”* 2023, June, Vol. 34, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.segan.2023.101018>, s. 101018.
- [14] Ebrahimi A., Hamzeiyan A., *An ultimate peak load shaving control algorithm for optimal use of energy storage systems, „Journal of Energy Storage”* 2023, December, Vol. 73, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.109055>, s. 109055.
- [15] Wei M., Wen Y., Meng Q., Zheng S., Luo Y., K. Liao K., *Combined hybrid energy storage system and transmission grid model for peak shaving based on time series operation simulation, „Global Energy Interconnection”* 2023, April, Vol. 6, No. 2, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.gloi.2023.04.003>, s. 154–165.

- [16] Fochesato M., Peter C., Morandi L., Lygeros J., *Peak shaving with hydrogen energy storage: From stochastic control to experiments on a 4 MWh facility*, „Applied Energy” 2024, August, Vol. 376, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.123965>, s. 123965.
- [17] Qu W., *An energy storage approach for storing surplus power into hydrogen in a cogeneration system*, „Energy Conversion and Management” 2022, September, Vol. 268, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116032>, s. 116032.
- [18] Yang C., Li X., Chen L., Mei S., *Intra-Day and Seasonal Peak Shaving Oriented Operation Strategies for Electric-Hydrogen Hybrid Energy Storage in Isolated Energy Systems*, „Sustainability” 2024, August, Vol. 16, No. 16, DOI: <https://doi.org/10.3390/su16167010>, s. 7010.
- [19] Shirvani, Bosisio A., Bovo C., Cirocco A., Iannarelli G., *A Hydrogen-based Storage System to Peak Shaving Domestic Prosumers Energy Demand: A Case Study in Italy*, 2024, June, DOI: <https://doi.org/10.1109/speedam61530.2024.10609228>, s. 1166–1171.
- [20] Koohi-Fayegh S., Rosen M.A., *A review of energy storage types, applications and recent developments*, „Journal of Energy Storage” 2020, February, Vol. 27, No. 101047, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.101047>, s. 101047.
- [21] Wang W., Yuan B., Sun Q., Wennersten R., *Application of energy storage in integrated energy systems – A solution to fluctuation and uncertainty of renewable energy*, „Journal of Energy Storage” 2020, August, Vol. 52, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104812>, s. 104812
- [22] Elalfy D.A., Gouda E., Kotb M.F., Bureš V., Sedhom B.E., *Comprehensive review of energy storage systems technologies, objectives, challenges, and future trends*, „Energy Strategy Reviews” 2024, July, Vol. 54, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.esr.2024.101482>, s. 101482.
- [23] Amir M. et al., *Energy storage technologies: An integrated survey of developments, global economical/ environmental effects, optimal scheduling model, and sustainable adaption policies*, „Journal of Energy Storage” 2023, November, Vol. 72, No. 1, –DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108694>, s. 108694.
- [24] Aneke M., Wang M., *Energy storage technologies and real life applications – A state of the art review*, „Applied Energy” 2016, October, Vol. 179, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.097>, s. 350–377.
- [25] Choudhury S., *Review of energy storage system technologies integration to microgrid: Types, control strategies, issues, and future prospects*, „Journal of Energy Storage” 2022, April, Vol. 48, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.103966>, s. 103966.
- [26] Passerini S., Barelli L., Baumann M., Peters J., Weil M., *Emerging Battery Technologies to Boost the Clean Energy Transition*, Springer, 2024, DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-031-48359-2>.
- [27] Guney M.S., Tepe Y., *Classification and assessment of energy storage systems*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2017, August, Vol. 75, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.102>, s. 1187–1197.
- [28] Hall P.J., Bain E.J., *Energy-storage technologies and electricity generation*, „Energy Policy” 2008, December, Vol. 36, No. 12, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2008.09.037>, s. 4352–4355.
- [29] Baker J., *New technology and possible advances in energy storage*, „Energy Policy” 2008, December, Vol. 36, No. 12, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2008.09.040>, s. 4368–4373.
- [30] Hou J., Shao Y., Ellis M.W., Moore R.B., Yi B., *Graphene-based electrochemical energy conversion and storage: fuel cells, supercapacitors and lithium ion batteries*, „Physical Chemistry Chemical Physics” 2011, Vol. 13, No. 34, DOI: <https://doi.org/10.1039/c1cp21915d>, s. 15384.

-
- [31] Nitta N., Wu F., Lee J.T., Yushin G., *Li-ion battery materials: present and future*, „Materials Today” 2015, June, Vol. 18, No. 5, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mattod.2014.10.040>, s. 252–264.
- [32] Zanoletti A., Carena E., Ferrara C., Bontempi E., *A Review of Lithium-Ion Battery Recycling: Technologies, Sustainability, and Open Issues* 2024, January, „Batteries”, Vol. 10, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.3390/batteries10010038>, s. 38.
- [33] Diouf B., Pode R., *Potential of lithium-ion batteries in renewable energy*, „Renewable Energy” 2015, April, Vol. 76, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.058>, s. 375–380.
- [34] Palomares V., Serras P., Villaluenga I., Hueso K.B., Carretero-González J., Rojo T., *Na-ion batteries, recent advances and present challenges to become low cost energy storage systems*, „Energy & Environmental Science” 2012, Vol. 5, No. 3, DOI: <https://doi.org/10.1039/c2ee02781j>, s. 5884.
- [35] Chen H., Cong T.N., Yang W., Tan C., Li Y., Ding Y., *Progress in electrical energy storage system: A critical review*, „Progress in Natural Science” 2009, March, Vol. 19, No. 3, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.pnsc.2008.07.014>, s. 291–312.
- [36] Airò Farulla G., Cellura M., Guarino F., Ferraro M., *A Review of Thermochemical Energy Storage Systems for Power Grid Support*, „Applied Sciences” 2020, April, Vol. 10, No. 9, DOI: <https://doi.org/10.3390/app10093142>, s. 3142.
- [37] André L., Abanades S., *Recent Advances in Thermochemical Energy Storage via Solid–Gas Reversible Reactions at High Temperature*, „Energies” 2020, November, Vol. 13, No. 22, DOI: <https://doi.org/10.3390/en13225859>, s. 5859.
- [38] Yan Y., Wang K., Clough P.T., Anthony E.J., *Developments in calcium/chemical looping and metal oxide redox cycles for high-temperature thermochemical energy storage: A review*, „Fuel Processing Technology” 2020, March, Vol. 199, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2019.106280>, s. 106280.
- [39] Breeze P., *Hydrogen Energy Storage*, „Power System Energy Storage Technologies” 2018, DOI: <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-812902-9.00008-0>, s. 69–77.
- [40] Hassan Q., Sameen A.Z., Salman H.M., Jaszczur M., Al-Jiboory A.K., *Hydrogen energy future: Advancements in storage technologies and implications for sustainability*, „Journal of Energy Storage” 2023, November, Vol. 72, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108404>, s. 108404.
- [41] Mahmoud Morsi Ali D., *Hydrogen Energy Storage*, „Energy Storage Devices” 2019, December, DOI: <https://doi.org/10.5772/intechopen.88902>.
- [42] Wolf E., *Large-Scale Hydrogen Energy Storage*, „Electrochemical Energy Storage for Renewable Sources and Grid Balancing” 2015, DOI: <https://doi.org/10.1016/b978-0-444-62616-5.00009-7> s. 129–142.
- [43] Yan H., Zhang W., Kang J., Yuan T., *The Necessity and Feasibility of Hydrogen Storage for Large-Scale, Long-Term Energy Storage in the New Power System in China*, „Energies” 2023, January, Vol. 16, No. 13, DOI: <https://doi.org/10.3390/en16134837>, s. 4837.
- [44] He M. et al., *Analysis of Large-Scale Energy Storage Technology for Renewable Energy Based on Liquid Hydrogen*, [w:] *Advanced Topics in Science and Technology in China*, DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-99-6128-3_18, s. 149–155.
- [45] Fogel S., *SNG based energy storage systems with subsurface CO₂ storage*, „Energy Advances” 2022, Vol. 1, No. 7, DOI: <https://doi.org/10.1039/d1ya00035g>, s. 402–421.

- [46] Gutiérrez-Martín F, Rodríguez-Antón L.M., *Power-to-SNG technology for energy storage at large scales*, „International Journal of Hydrogen Energy” 2016, November, Vol. 41, No. 42, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.07.097>, s. 19290–19303.
- [47] Katla-Milewska D., Mohd Nazir S., Skorek-Osikowska A., *Synthetic natural gas (SNG) production with higher carbon recovery from biomass: Techno-economic assessment*, „Energy Conversion and Management” 2024, January, Vol. 300, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117895>, s. 117895.
- [48] Wei Ong Ch., Chang N., Tsai M.-L., Chen C.-L., *Decarbonizing the energy supply chain: Ammonia as an energy carrier for renewable power systems*, „Fuel” 2024, March, Vol. 360, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.130627>, s. 130627.
- [49] Chen C., Zhou Y., Fang H., Peng X., Jiang L., *Progress and challenges in energy storage and utilization via ammonia*, „Surface Science and Technology” 2023, November, Vol. 1, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1007/s44251-023-00013-6>.
- [50] Zhu L., Cadigan C., Duan C., O’Hayre R., Sullivan N.P., *Ammonia for Energy Storage and Power Generation: Review and Progress*, „ECS Meeting Abstracts” 2020, May, Vol. MA2020-01, No. 36, DOI: <https://doi.org/10.1149/ma2020-01361458mtgabs>, s. 1458.
- [51] Zondag H.A., *Sorption Heat Storage*, „Elsevier eBooks”, DOI: <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-409540-3.00006-2>, s. 135–154.
- [52] Scapino L., Zondag H.A., Van Bael J., Diriken, Rindt C.C.M., *Sorption heat storage for long-term low-temperature applications: A review on the advancements at material and prototype scale*, „Applied Energy” 2017, March, Vol. 190, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.148>, s. 920–948.
- [53] Fumey B., Weber R., Baldini L., *Sorption based long-term thermal energy storage – Process classification and analysis of performance limitations: A review*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2019, September, Vol. 111, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.05.006>, s. 57–74.
- [54] Ayaz H., Chinnasamy V., Yong J., Cho H., *Review of Technologies and Recent Advances in Low-Temperature Sorption Thermal Storage Systems*, „Energies” 2021, September, Vol. 14, No. 19, DOI: <https://doi.org/10.3390/en14196052>, s. 6052.
- [55] Li W., Lin Y., Li S., Liang T., Cai Z., Wu W., *Sorption Thermal Energy Storage Performance of Nanoporous Metal–Organic Frameworks and Covalent Organic Frameworks by Grand Canonical Monte Carlo Simulations*, „ACS Applied Nano Materials” 2023, July, Vol. 6, No. 14, DOI: <https://doi.org/10.1021/acsanm.3c02041>, s. 13363–13373.
- [56] Sarbu I., Sebarchievici C., *A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage*, „Sustainability” 2018, January, Vol. 10, No. 2, DOI: <https://doi.org/10.3390/su10010191>, s. 191.
- [57] Chavan S., Rudrapati R., Manickam S., *A comprehensive review on current advances of thermal energy storage and its applications*, „Alexandria Engineering Journal” 2022, July, Vol. 61, No. 7, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.11.003>, s. 5455–5463.
- [58] Tawalbeh M., Khan H.A., Al-Othman A., Almomani F., Ajith S., *A comprehensive review on the recent advances in materials for thermal energy storage applications*, „International Journal of Thermofluids” 2023, May, Vol. 18, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100326>, s. 100326.
- [59] Saqib M., Andrzejczyk R., *A review of phase change materials and heat enhancement methodologies*, „Wiley Interdisciplinary Reviews Energy and Environment” 2022, December, Vol. 12, No. 3, DOI: <https://doi.org/10.1002/wene.467>

-
- [60] Arévalo P., Ochoa-Correa D., Villa-Ávila E., *Advances in Thermal Energy Storage Systems for Renewable Energy: A Review of Recent Developments*, „Processes” 2024, August, Vol. 12, No. 9, DOI: <https://doi.org/10.3390/pr12091844>, s. 1844.
- [61] Sundaramahalingam A., Jegadheeswaran S., Ponmurugan M., Sasikumar C., *Review on Thermal Energy Storage with Phase Change Materials and Its Applications*, Springer Proceedings in Materials, DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-15-8319-3_54, s. 543–554.
- [62] Jurczyk M. et al., *Review of Thermal Energy Storage Materials for Application in Large-Scale Integrated Energy Systems – Methodology for Matching Heat Storage Solutions for Given Applications*, „Energies” 2024, July, Vol. 17, No. 14, DOI: <https://doi.org/10.3390/en17143544>, s. 3544–3544.
- [63] Suresh C., Saini R.P., *Review on solar thermal energy storage technologies and their geometrical configurations*, „International Journal of Energy Research” 2020, January, DOI: <https://doi.org/10.1002/er.5143>.
- [64] Rismanchi B., Saidur R., BoroumandJazi G., Ahmed S., *Energy, exergy and environmental analysis of cold thermal energy storage (CTES) systems*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2012, October, Vol. 16, No. 8, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.06.002>, s. 5741–5746.
- [65] Yau Y.H., Rismanchi B., *A review on cool thermal storage technologies and operating strategies*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2012, January, Vol. 16, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.09.004>, s. 787–797.
- [66] Maruf M.N.I., Morales-España G., Sijm J., Helistö N., Kiviluoma J., *Classification, potential role, and modeling of power-to-heat and thermal energy storage in energy systems: A review*, „Sustainable Energy Technologies and Assessments” 2022, October, Vol. 53, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102553>, s. 102553.
- [67] Bloess A., Schill W.-P., Zerrahn A., *Power-to-heat for renewable energy integration: A review of technologies, modeling approaches, and flexibility potentials*, „Applied Energy” 2018, February, Vol. 212, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.073>, s. 1611–1626.
- [68] Qi Y., Ma X., Jiang P., Zhu Y., *Review on heat-to-power conversion technologies for hypersonic vehicles*, „Chinese Journal of Aeronautics” 2024, May, Vol. 37, No. 5, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2023.11.002>, s. 148–179.
- [69] Garg H., Mullick S.C., Bhargava A.K., *Solar thermal energy storage*, 1st. ed., D. Reidel Publishing Company, Dordrecht (Holland) 1985.
- [70] Lane G.A., *Solar heat storage: latent heat materials*, CRC Press, Boca Raton (USA)1983.
- [71] Ibrahim H., Ilinca A., Perron J., *Energy storage systems – characteristics and comparisons*, „Renewable Sustainable Energy Reviews” 2007, 12, s. 1221–1250.
- [72] Sharma S.D., Sagara K., *Latent heat storage materials and systems: a review*, „Int J Green Energy” 2005, 2, s. 1–56.
- [73] Lee W.S., Chen B.-R., Chen S.-L., *Latent Heat Storage in a Two-Phase Thermosyphon Solar Water Heater*, „Journal of Solar Energy Engineering” 2005, January, Vol. 128, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2147588>, s. 69–76.
- [74] Sharma A., Tyagi V.V., Chen C.R., Buddhi D., *Review on thermal energy storage with phase change materials and applications*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2009, February, Vol. 13, No. 2, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.10.005>, s. 318–345.

- [75] Gil A. et al., *State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation*, Pt. 1: *Concepts, materials and modellization*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2010, January, Vol. 14, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.035>, s. 31–55.
- [76] Feng Y., Li X., Wu H., Li C., Zhang M., Yang H., *Critical Review of Ca(OH)₂/CaO Thermochemical Energy Storage Materials*, „Energies” 2023, May, Vol. 16, No. 7, DOI: <https://doi.org/10.3390/en16073019>, s. 3019.
- [77] Fernandez A.I., Martínez M., Segarra M., Martorell I., Cabeza L.F., *Selection of materials with potential in sensible thermal energy storage*, „Solar Energy Materials and Solar Cells” 2010, October, Vol. 94, No. 10, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2010.05.035>, s. 1723–1729.
- [78] Maia C., Neumann L., Alves I., Walczak M., Brito P., *A comprehensive review of solar tower CSP systems using TES and molten salts*, „International journal of ambient energy” 2023, February, DOI: <https://doi.org/10.1080/01430750.2023.2185814>, s. 1–15.
- [79] Caraballo A., Galán-Casado S., Caballero Á., Serena S., *Molten Salts for Sensible Thermal Energy Storage: A Review and an Energy Performance Analysis*, „Energies” 2021, February, Vol. 14, No. 4, DOI: <https://doi.org/10.3390/en14041197>, s. 1197.
- [80] Roper R. et al., *Molten salt for advanced energy applications: A review*, „Annals of Nuclear Energy” 2022, May, Vol. 169, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.anucene.2021.108924>, s. 108924.
- [81] Ibrahim A., Peng H., Riaz A., Abdul Basit M., Rashid U., Basit A., *Molten salts in the light of corrosion mitigation strategies and embedded with nanoparticles to enhance the thermophysical properties for CSP plants*, „Solar Energy Materials and Solar Cells” 2021, January, Vol. 219, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2020.110768>, s. 110768.
- [82] Ding W., Bonk A., Gussone J., Bauer T., *Electrochemical measurement of corrosive impurities in molten chlorides for thermal energy storage*, „Journal of Energy Storage” 2018, February, Vol. 15, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2017.12.007> s. 408–414.
- [83] Wang G., Pang S., Jiang T., *A brief review of liquid heat transfer materials used in concentrated solar power systems and thermal energy storage devices of concentrated solar power systems*, „Engineering Reports” 2022, September, DOI: <https://doi.org/10.1002/eng2.12576>.
- [84] Prieto C., Rodríguez-Sánchez A., Ruiz-Cabañas F., Cabeza L., *Feasibility Study of Freeze Recovery Options in Parabolic Trough Collector Plants Working with Molten Salt as Heat Transfer Fluid*, „Energies” 2019, June, Vol. 12, No. 12, DOI: <https://doi.org/10.3390/en12122340>, s. 2340.
- [85] IEA, *Technology roadmap: Solar thermal electricity. Tech. rep.*, International Energy Agency, 2014, s. 50.
- [86] Mehos M. et al., *Concentrating Solar Power Gen3 Demonstration Roadmap*, OSTI OAI (U.S. Department of Energy Office of Scientific and Technical Information), 2017, January, DOI: <https://doi.org/10.2172/1338899>.
- [87] Vignarooban K., Xu X., Arvay A., Hsu K., Kannan A.M., *Heat transfer fluids for concentrating solar power systems – A review*, „Applied Energy” 2015, May, Vol. 146, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.125>, s. 383–396.
- [88] Hathal M.M. et al., *Thermal performance characterization of a thermal energy storage tank with various phase change materials*, „International Journal of Thermofluids” 2023, March, Vol. 18, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100322>, s. 100322.

-
- [89] Carnie J.T., Hardalupas Y., Sergis A., *Exploring the potential and challenges of phase change materials in future heat storage systems via computations and experiments*, „Journal of Physics Conference Series” 2024, May, Vol. 2766, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2766/1/012215>, s. 012215.
- [90] Ali S.A. et al., *Advancements in Thermal Energy Storage: A Review of Material Innovations and Strategic Approaches for Phase Change Materials*, „Energy & Fuels” 2024, September, DOI: <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.4c03634>.
- [91] Rubel R.I., Akram M.W., Alam M.M., Nusrat A., Ahammad R., Bari A., *Phase Change Materials in High Heat Storage Application: A Review*, „Arabian Journal for Science and Engineering” 2024, August, Vol. 49, No. 11, DOI: <https://doi.org/10.1007/s13369-024-09519-z>, s. 14533–14551.
- [92] Chandel S.S., Agarwal T., *Review of current state of research on energy storage, toxicity, health hazards and commercialization of phase changing materials*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2017, January, Vol. 67, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.070>, s. 581–596.
- [93] Medrano M., Gil A., Martorell I., Potau X., Cabeza L.F., *State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation, Pt. 2: Case studies*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2010, January, Vol. 14, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.036>, s. 56–72.
- [94] Yang A.S. et al., *Review on Organic Phase Change Materials for Sustainable Energy Storage*, „Sustainable Energy & Fuels” 2022, DOI: <https://doi.org/10.1039/d2se01084d>.
- [95] Matuszek K., Kar M., Pringle J.M., MacFarlane D.R., *Phase Change Materials for Renewable Energy Storage at Intermediate Temperatures*, „Chemical Reviews” 2022, November, Vol. 123, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1021/acs.chemrev.2c00407>, s. 491–514.
- [96] Agyenim F., Hewitt N., Eames P., Smyth M., *A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS)*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2010, February, Vol. 14, No. 2, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.10.015>, s. 615–628.
- [97] Johnson I., Choate W.T., Davidson A., *Waste Heat Recovery. Technology and Opportunities in U.S. Industry*, 2008, March, DOI: <https://doi.org/10.2172/1218716>.
- [98] Brückner S., Liu S., Miró L., Radspieler M., Cabeza L.F., Lävemann E., *Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies*, „Applied Energy” 2015, August, Vol. 151, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.147>, s. 157–167.
- [99] Simeone A., Luo Y., Woolley E., Rahimifard S., Boër C., *A decision support system for waste heat recovery in manufacturing*, „CIRP Annals” 2016, Vol. 65, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2016.04.034>, s. 21–24.
- [100] 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, June, Vol. 138, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.043>, s. 207–216.
- [101] Messenger M.A., Manglik R.M., Boetcher S.K.S., *Thermal Energy Storage Heat Exchanger Design: Overcoming Low Thermal Conductivity Limitations of Phase-Change Materials*, „ASME Journal of Heat and Mass Transfer” 2024, January, Vol. 146, No. 5, DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4064563>.
- [102] Yang Z., Chen H., Wang L., Sheng Y., Wang Y., *Comparative study of the influences of different water tank shapes on thermal energy storage capacity and thermal stratification*, „Renewable Energy” 2016, January, Vol. 85, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.06.016>, s. 31–44.

- [103] Zhao D., Tan G., *Numerical analysis of a shell-and-tube latent heat storage unit with fins for air-conditioning application*, „Applied Energy” 2015, January, Vol. 138, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.051>, s. 381–392.
- [104] Deng S., Nie C., Wei G., Ye W.-B., *Improving the melting performance of a horizontal shell-tube latent-heat thermal energy storage unit using local enhanced finned tube*, „Energy and Buildings”, Vol. 183, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.11.018>, s. 161–173.
- [105] Seddegh S., Wang X., Henderson A.D., *A comparative study of thermal behaviour of a horizontal and vertical shell-and-tube energy storage using phase change materials*, „Applied Thermal Engineering”, Vol. 93, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.107>, s. 348–358.
- [106] Riahi S., Saman W.Y., Bruno F., Belusko M., Tay N.H.S., *Performance comparison of latent heat storage systems comprising plate fins with different shell and tube configurations*, „Applied Energy” 2018, February, Vol. 212, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.109>, s. 1095–1106.
- [107] He S., Wang W., Wei L., Ding J., *Heat transfer enhancement and melting behavior of phase change material in a direct-contact thermal energy storage container*, 2020, October, „Journal of Energy Storage”, Vol. 31, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101665>, s. 101665.
- [108] Wang W. et al., *Numerical simulation study on discharging process of the direct-contact phase change energy storage system*, „Applied Energy” 2015, April, Vol. 150, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.108>, s. 61–68.
- [109] Erregueragui Z., Tizliouine A., El L., Chafi M., *Cost performance of encapsulated phase change material-based thermal energy storage systems*, „International Journal of Low-Carbon Technologies” 2022, January, Vol. 17, DOI: <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctac109>, s. 1353–1365.
- [110] Tay N.H.S., Belusko M., Castell A., Cabeza L.F., Bruno F., *An effectiveness-NTU technique for characterising a finned tubes PCM system using a CFD model*, „Applied Energy” 2014, October, Vol. 131, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.06.041>, s. 377–385.
- [111] Al-Abidi A.A., Mat S., Sopian K., Sulaiman M.Y., Mohammad A.T., *Numerical study of PCM solidification in a triplex tube heat exchanger with internal and external fins*, „International Journal of Heat and Mass Transfer” 2013, June, Vol. 61, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.02.030>, s. 684–695.
- [112] Dmitruk A., Naplocha K., Kaczmar J.W., Smykowski D., *Pin-fin metal alloy structures enhancing heat transfer in PCM-based heat storage units*, „Heat and Mass Transfer” 2020, May, Vol. 56, No. 7, DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-020-02861-6>, s. 2265–2271.
- [113] Al-Abidi A.A., Mat S., Sopian K., Sulaiman M.Y., Abdulrahman Th. M., *Experimental study of melting and solidification of PCM in a triplex tube heat exchanger with fins*, „Energy and Buildings” 2014, January, Vol. 68, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.09.007>, s. 33–41.
- [114] Naplocha K., Dmitruk A., Kaczmar J., Lichota J., Smykowski D., *Effects of cellular metals on the performances and durability of composite heat storage systems*, „International Journal of Heat and Mass Transfer” 2017, November, Vol. 114, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.028>, s. 1214–1219.
- [115] Mahdi J.M., Nsofor E.C., *Solidification enhancement in a triplex-tube latent heat energy storage system using nanoparticles-metal foam combination*, „Energy” 2017, May, Vol. 126, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.060>, s. 501–512.

-
- [116] Tay N.H.S., Liu M., Belusko M., Bruno F., *Review on transportable phase change material in thermal energy storage systems*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2017, August, Vol. 75, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.10.069>, s. 264–277.
- [117] Motahar S., Alemrajabi A., Khodabandeh R., *Experimental study on solidification process of a phase change material containing TiO₂ nanoparticles for thermal energy storage*, „Energy Conversion and Management” 2017, April, Vol. 138, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.051>, s. 162–170.
- [118] Rabienataj Darzi A.A., Jourabian M., Farhadi M., *Melting and solidification of PCM enhanced by radial conductive fins and nanoparticles in cylindrical annulus*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 118, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.016>, s. 253–263.
- [119] Mohammed H., *Enhancing Heat Storage Capacity: Nanoparticle and Shape Optimization for PCM Systems*, „Energy Storage” 2024, October, Vol. 6, No. 7, DOI: <https://doi.org/10.1002/est2.70078>.
- [120] Liu Y., Meng X., Lv X., Guo J., Yang X., *Investigation on Melting Process of Finned Thermal Energy Storage with Rotational Actuation*, „Energies” 2024, August, Vol. 17, No. 17, DOI: <https://doi.org/10.3390/en17174209>, s. 4029.
- [121] Mahdi J.M., Nsofor E.C., *Melting enhancement in triplex-tube latent thermal energy storage system using nanoparticles-fins combination*, „International Journal of Heat and Mass Transfer” 2017, June, Vol. 109, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.02.016>, s. 417–427.
- [122] Rathod M.K., Banerjee J., *Thermal performance enhancement of shell and tube Latent Heat Storage Unit using longitudinal fins*, „Applied Thermal Engineering” 2015, January, Vol. 75, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.074>, s. 1084–1092.
- [123] Abdulateef A.M., Mat S., Abdulateef J., Sopian K., Al-Abidi A.A., *Geometric and design parameters of fins employed for enhancing thermal energy storage systems: a review*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2018, February, Vol. 82, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.07.009>, s. 1620–1635.
- [124] Abdulateef A.M., Mat S., Sopian K., Abdulateef J., Gitan A.A., *Experimental and computational study of melting phase-change material in a triplex tube heat exchanger with longitudinal/triangular fins*, „Solar Energy” 2017, October, Vol. 155, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.06.024>, s.142–153.
- [125] Abdulateef A.M., Abdulateef J., Mat S., Sopian K., Elhub B., Mussa M.A., *Experimental and numerical study of solidifying phase-change material in a triplex-tube heat exchanger with longitudinal/triangular fins*, „International Communications in Heat and Mass Transfer” 2018, January, Vol. 90, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.10.003>, s. 73–84.
- [126] Sciacovelli A., Gagliardi F., Verda V., *Maximization of performance of a PCM latent heat storage system with innovative fins*, „Applied Energy” 2015, January, Vol. 137, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.07.015>, s. 707–715. .
- [127] Sheikholeslami M., Lohrasbi S., Ganji D.D., *Numerical analysis of discharging process acceleration in LHTESS by immersing innovative fin configuration using finite element method*, „Applied Thermal Engineering” 2016, August, Vol. 107, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.158>, s. 154–166.

- [128] Pizzolato A., Sharma A., Maute K., Sciacovelli A., Verda V., *Design of effective fins for fast PCM melting and solidification in shell-and-tube latent heat thermal energy storage through topology optimization*, „Applied Energy” 2017, December, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.10.050>, s. 210–227.
- [129] Yuan Y., Cao X., Xiang B., Du Y., *Effect of installation angle of fins on melting characteristics of annular unit for latent heat thermal energy storage*, „Solar Energy” 2016, October, Vol. 136, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.07.014>, s. 365–378.
- [130] Yang X., Zhao L., Bai Q., Zhang Q., Jin Q., Yan J., *Thermal performance of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit: Role of annular fins*, „Applied Energy” 2017, September, Vol. 202, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.007>, s. 558–570.
- [131] Ismail K.A.R., Alves C.L.F., Modesto M.S., *Numerical and experimental study on the solidification of PCM around a vertical axially finned isothermal cylinder*, „Applied Thermal Engineering” 2001, January, Vol. 21, No. 1, DOI: [https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(00\)00002-8](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(00)00002-8), s. 53–77.
- [132] Jmal I., Baccar M., *Numerical study of PCM solidification in a finned tube thermal storage including natural convection*, „Applied Thermal Engineering” 2015, June, Vol. 84, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.03.065>, s. 320–330.
- [133] Cao X., Yuan Y., Xiang B., Sun L., Xingxing Z., *Numerical investigation on optimal number of longitudinal fins in horizontal annular phase change unit at different wall temperatures*, „Energy and Buildings” 2018, January, Vol. 158, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.10.029>, s. 384–392.
- [134] Wang P., Yao H., Zhipeng L., Peng Z., Huang Y., Ding Y., *Numerical investigation of PCM melting process in sleeve tube with internal fins*, „Energy Conversion and Management” 2016, February, Vol. 110, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.042>, s. 428–435.
- [135] Khan Z., Khan Z.A., Tabeshf K., *Parametric investigations to enhance thermal performance of parafin through a novel geometrical configuration of shell and tube latent thermal storage system*, „Energy Conversion and Management” 2016, November, Vol. 127, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.030>, s. 355–365.
- [136] Raj P., Surianarayanan C., *Digital twin: The industry use cases*, „Advances in Computers” 2020, DOI: <https://doi.org/10.1016/bs.adcom.2019.09.006>, s. 285–320.
- [137] Zhang T., Lu G., Zhai X., *Design and experimental investigation of a novel thermal energy storage unit with phase change material*, „Energy Reports” 2021, November, Vol. 7, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.03.029>, s. 1818–1827.
- [138] Liang H. et al., *Phase change material thermal energy storage design of packed bed units*, „Journal of Energy Storage” 2022, April, Vol. 51, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104576>, s. 104576.
- [139] Tamraparni A. et al., *Design and optimization of composite phase change material for cylindrical thermal energy storage*, „International Journal of Heat and Mass Transfer” 2023, March, Vol. 208, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.123995>, s. 123995.
- [140] Yang L. et al., *Shell-and-Tube Latent Heat Thermal Energy Storage Design Methodology with Material Selection, Storage Performance Evaluation, and Cost Minimization*, „Applied Sciences” 2021, May, Vol. 11, No. 9, DOI: <https://doi.org/10.3390/app11094180>, s. 4180.
- [141] Laing D., Bauer T., Breidenbach N., Hachmann B., Johnson M., *Development of high temperature phase-change-material storages*, „Applied Energy” 2013, September, Vol. 109, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.11.063>, s. 497–504.

-
- [142] Rea J.E. et al., *Prototype latent heat storage system with aluminum-silicon as a phase change material and a Stirling engine for electricity generation*, „Energy Conversion and Management” 2019, November, Vol. 199, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111992>, s. 111992.
- [143] Serikawa M., Satoh M., Mae M., Nozue Y., Hayashi Y., *Numerical models of heat storage with respect to phase change materials considering hysteresis*, „Journal of Energy Storage” 2022, November, Vol. 55, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105758>, s. 105758.
- [144] Hu W., Xiao F., Jiang Y., Yao Y., Gao Y., *A modeling study on the heat storage and release characteristics of a phase change material based double-spiral coiled heat exchanger in an air source heat pump for defrosting*, 2019, February, Vol. 236, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.057>, s. 877–892.
- [145] Abdelsalam M.Y., Lightstone M.F., Cotton J.S., *A novel approach for modelling thermal energy storage with phase change materials and immersed coil heat exchangers*, „International Journal of Heat and Mass Transfer” 2019, March, Vol. 136, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.047>, s. 20–33.
- [146] Lin W., Huang R., Fang X., Zhang Z., *Improvement of thermal performance of novel heat exchanger with latent heat storage*, „International Journal of Heat and Mass Transfer” 2019, September, Vol. 140, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.06.040>, s. 877–885.
- [147] Zhang Y., Huang Q., Zhao Y., Fang X., Zhang Z., Liu X., *Thermal energy storage materials: A state-of-the-art review*, „International Journal of Energy Research” 2018, Vol. 42, No. 11, s. 3863–3875.
- [148] Chandra L., Park S., Kim H., *A study on gallium-based metal phase change materials for high temperature thermal energy storage*, „Energy” 2019, Vol. 182, s. 693–703.
- [149] Shamseddine I., Pennec F., Biwole P., Fardoun F., *Supercooling of phase change materials: A review*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews” 2022, April, Vol. 158, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112172>, s. 112172.
- [150] Li Z., Liu L., Lu Y., Li J., *Thermal expansion and solid–liquid phase change of binary nitrate salt mixtures for solar thermal energy storage*, „Solar Energy” 2017, Vol. 155, s. 259–267.
- [151] Zhong Y., Li H., Yang Y., Ding W., *Experimental study on thermal expansion behavior of phase change materials for thermal energy storage*, „International Journal of Heat and Mass Transfer” 2019, Vol. 129, s. 1143–1151.
- [152] Huang S., Zhang Y., Fang Y., Liu X., Zhang Z., *Thermal expansion and thermal conductivity of organic phase change materials for thermal energy storage*, „Solar Energy Materials and Solar Cells” 2016, Vol. 149, s. 77–84.
- [153] Xiao X., Zhang P., Shen M., *Microencapsulated paraffin/high-density polyethylene/expanded graphite composite phase change material with enhanced thermal properties*, „Energy Conversion and Management” 2016, Vol. 126, s. 1–11.
- [154] Sitka A. et al., *The Impact of Binary Salt Blends’ Composition on Their Thermophysical Properties for Innovative Heat Storage Materials*, „Journal of Manufacturing and Materials Processing” 2024, September, Vol. 8, No. 5, DOI: <https://doi.org/10.3390/jmmp8050208>, s. 208.
- [155] Rolka P., Przybylinski T., Kwidzinski R., Lackowski M., *The heat capacity of low-temperature phase change materials (PCM) applied in thermal energy storage systems*, „Renewable Energy” 2021, March, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.03.038>.

- [156] Castellon C., Günther E., Mehling H., Hiebler S., Cabeza L.F., *Determination of the enthalpy of PCM as a function of temperature using a heat-flux DSC a study of different measurement procedures and their accuracy*, „International Journal Energy Research” 2008, 32, s. 1258–1265.
- [157] Hasan A., McCormack S.J., Huang M.J., Norton B., *Characterization of phase change materials for thermal control of photovoltaics using Differential Scanning Calorimetry and Temperature History Method*, „Energy Convers. Manag.” 2014, 81, s. 322–329.
- [158] Hohne G.W.H., Hemminger W.F., Flammersheim H.J., *Differential Scanning Calorimetry*, 2nd ed., Springer, 2003.
- [159] Günther E., Hiebler S., Mehling H., Relich R., *Enthalpy of phase change materials as a function of temperature: required accuracy and suitable measurement methods*, „International Journal of Thermophysics” 2009, 30, s. 1257–1269.
- [160] Košný J., *PCM-enhanced Building Components. An Application of Phase Change Materials in Building Envelopes and Internal Structures*, Springer, 2015.
- [161] Mehling H., Cabeza L., *Heat and Cold Storage with PCM. An up to Date Introduction into Basics and Applications*, Springer, 2008.
- [162] Zou L., Chen X., Wu Y., Wang X., Ma C., *Experimental study of thermophysical properties and thermal stability of quaternary nitrate molten salts for thermal energy storage*, „Solar Energy Materials and Solar Cells” 2019, February, Vol. 190, s. 12–19, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2018.10.013>.
- [163] Kearney D. et al., *Assessment of a Molten Salt Heat Transfer Fluid in a Parabolic Trough Solar Field*, „Journal of Solar Energy Engineering” 2003, May, Vol. 125, No. 2, DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1565087>, s. 170–176.
- [164] Olivares R.I., Edwards W., *LiNO₃–NaNO₃–KNO₃ salt for thermal energy storage: Thermal stability evaluation in different atmospheres*, „Thermochimica Acta” 2013, March, Vol. 560, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tca.2013.02.029>, s. 34–42.
- [165] Ribas M., Kumar A., Pandher, Raut R., Mukherjee S., Sarkar S., Singh B., *Comprehensive Report On Low Temperature Solder Alloys For Portable Electronics*, Proceedings of SMTA International, 27.09–1.10.2015, Rosemont, IL.
- [166] Yang R., Liu Y., Yu J., Wang K., *Thermal oxidation products and kinetics of polyethylene composites*, „Polymer Degradation and Stability” 2006, August, Vol. 91, No. 8, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.polymdegradstab.2005.12.013>, s. 1651–1657.
- [167] Chalup B., Vaz R.G., Luque C., Gertrudes E., André C., *The potential of extracellular biopolymer production by Mesorhizobium sp. from monosaccharide constituents of lignocellulosic biomass*, „Biotechnology Letters” 2021, April, Vol. 43, No. 7, DOI: <https://doi.org/10.1007/s10529-021-03119-9>, s. 1385–1394.
- [168] Das P., Tiwari P., *Thermal degradation kinetics of plastics and model selection*, „Thermochimica Acta” 2017, August, Vol. 654, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tca.2017.06.001>, s. 191–202.
- [169] Yang S., Shi H.-Y., Liu J., Lai Y.-Y., Bayer Ö., Fan L.-W., *Supercooled erythritol for high-performance seasonal thermal energy storage*, „Nature Communications” 2024 June, Vol. 15, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1038/s41467-024-49333-7>.
- [170] Deng Y., Zhen Y., Zhu X., Li Y., Xu J., *Impact of solar-driven heating strategies on the phase change thermal storage performance of erythritol*, „Frontiers in Chemistry” 2024, January, Vol. 12, DOI: <https://doi.org/10.3389/fchem.2024.1330273>.

-
- [171] Turunen K., Mikkola V., Laukkanen T., Seppälä A., *Long-term thermal energy storage prototype of cold-crystallizing erythritol-polyelectrolyte*, „Applied Energy” 2022, December, Vol. 332, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.120530> s. 120530.
- [172] Höhle S., König-Haagen A., Brüggemann D., *Thermophysical Characterization of $\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$, Xylitol and Erythritol as Phase Change Materials (PCM) for Latent Heat Thermal Energy Storage (LHT-ES)*, „Materials” 2017 April, Vol. 10, No. 4, DOI: <https://doi.org/10.3390/ma10040444>, s. 444.
- [173] Peng F., Zhu X., Lin R., Lu R., Lu F., *Advances in erythritol-based composite phase change materials*, „Sustainable Energy & Fuels” 2024, January, Vol. 8, No. 7, DOI: <https://doi.org/10.1039/d4se00171k>, s. 1389–1404.
- [174] Yan X., Zhao H., Feng Y., Qiu L., Zhang X., Ohara T., *Excellent Heat Transfer and Thermal Energy Storage Performance of Erythritol/Graphene Composite Phase Change Materials*, 2021, November, DOI: <https://doi.org/10.46855/energy-proceedings-8472>.
- [175] Paulina M., Neumann H., Gschwander S., *Stability Study of Erythritol as Phase Change Material for Medium Temperature Thermal Applications*, „Applied Sciences” 2021, June, Vol. 11, No. 12, DOI: <https://doi.org/10.3390/app11125448>, s. 5448.
- [176] Ma C., Wang J., Wu Y., Wang Y., Ji Z., Xie S., *Characterization and thermophysical properties of erythritol/expanded graphite as phase change material for thermal energy storage*, „Journal of Energy Storage” 2022, February, Vol. 46, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.103864>, s. 103864.
- [177] Wagner W. et al., *The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*, „Journal of Engineering for Gas Turbines and Power” 2000, January, Vol. 122, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1115/1.483186>, s. 150–184.
- [178] Blazek J., *Turbulence Modelling*, [w:] *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, s. 227–270, DOI: <https://doi.org/10.1016/b978-008044506-9/50009-6>, s. 227–270.
- [179] Wilcox D.C., *Turbulence Modeling for CFD*, 2nd ed., DCW Industries, 1998.
- [180] Jones W.P., B.E. Launder, *The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence*, „International Journal of Heat and Mass Transfer” 1972, February, Vol. 15, No. 2, DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90076-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90076-2), s. 301–314.
- [181] Jones W.P., B.E. Launder, *The calculation of low-Reynolds-number phenomena with a two-equation model of turbulence*, „International Journal of Heat and Mass Transfer” 1973, June, Vol. 16, No. 6, DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(73\)90125-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(73)90125-7), s. 1119–1130.
- [182] Launder B.E., Sharma B.I., *Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc*, „Letters in Heat and Mass Transfer” 1974, November, Vol. 1, No. 2, DOI: [https://doi.org/10.1016/0094-4548\(74\)90150-7](https://doi.org/10.1016/0094-4548(74)90150-7), s. 131–137.
- [183] Launder B.E., Spalding D.B., *The numerical computation of turbulent flows*, „Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering” 1974, March, Vol. 3, No. 2, DOI: [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2), s. 269–289.
- [184] Lam C.K., Bremhorst K., *A Modified Form of the $k-\epsilon$ Model for Predicting Wall Turbulence*, „Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme” 1981, September, Vol. 103, No. 3, DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3240815>, s. 456–460.
- [185] Banerjee A., Mazumdar J., *A numerical investigation on rheological turbulent flow through a 90° mixing elbow*, „Journal of Engineering and Applied Science” 2024, November, Vol. 71, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1186/s44147-024-00547-y>.

-
- [186] Valizadeh K. et al., *A parametric study to simulate the non-Newtonian turbulent flow in spiral tubes*, „Energy Science & Engineering” 2019, October, Vol. 8, No. 1, DOI: <https://doi.org/10.1002/ese3.514>, s. 134–149.
- [187] Achour L., Specklin M., Asuaje M., Kouidri S., Belaidi I., *Energy loss analysis of volute centrifugal pump handling non-Newtonian emulsions through entropy production theory*, „Mechanics & Industry” 2024, January, Vol. 25, DOI: <https://doi.org/10.1051/meca/2024009>, s. 13.
- [188] Zeneli M., Nikolopoulos A., Karellas S., Nikolopoulos N., *Numerical methods for solid-liquid phase-change problems*, [w:] *Ultra-High Temperature Thermal Energy Storage, Transfer and Conversion*, DOI: <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-819955-8.00007-7>, s. 165–199.
- [189] Asgharian H., Baniasadi E., *A review on modeling and simulation of solar energy storage systems based on phase change materials*, „Journal of Energy Storage” 2019, February, Vol. 21, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2018.11.025>, s. 186–201.
- [190] Rozenfeld A.Y., Kozak Y., Rozenfeld T., Ziskind G., *Experimental demonstration, modeling and analysis of a novel latent-heat thermal energy storage unit with a helical fin*, 2017, July Vol. 110, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.020>, s. 692–709.

Załącznik A

Szczegółowy opis równań stosowanych w modelu jednowymiarowym

Liczba rur ładujących i rozładowujących jest obliczana na podstawie liczby segmentów w pionie i poziomie zgodnie z równaniami:

$$N_{\text{HTF1}} = N_{\text{SEG,W}} \cdot N_{\text{SEG,H}} \quad (\text{A1})$$

$$N_{\text{HTF2}} = (N_{\text{SEG,W}} - 1) \cdot (N_{\text{SEG,H}} - 1) \quad (\text{A2})$$

gdzie: N_{HTF1} – liczba rur ładujących, N_{HTF2} – liczba rur rozładowujących, $N_{\text{SEG,W}}$ – liczba segmentów w poziomie, $N_{\text{SEG,H}}$ – liczba segmentów w pionie.

Wymiary wkładu magazynu (akumulatora) ciepła, tj. prostopadłościennej bryły materiału PCM wraz z rurami, oblicza się następująco:

$$W_{\text{AK}} = N_{\text{SEG,W}} \cdot W_{\text{SEG}} \quad (\text{A3})$$

$$H_{\text{AK}} = N_{\text{SEG,H}} \cdot H_{\text{SEG}} \quad (\text{A4})$$

gdzie: W_{AK} – szerokość wkładu akumulatora ciepła, m; H_{AK} – wysokość wkładu akumulatora ciepła, m; W_{SEG} – szerokość segmentu akumulatora ciepła, m; H_{SEG} – wysokość segmentu akumulatora ciepła, m.

Kolejnymi wyznaczanymi parametrami geometrii magazynu ciepła są grubości ścianek rur ładujących i rozładowujących, a także rozstaw żeber. Te parametry są obliczane za pomocą równań:

$$W_{P1} = \frac{D_{O,P1} - D_{I,P1}}{2} \quad (\text{A5})$$

$$W_{P2} = \frac{D_{O,P2} - D_{I,P2}}{2} \quad (\text{A6})$$

gdzie: W_{P1} – grubość ścianki rury ładującej, m; $D_{O,P1}$ – średnica zewnętrzna rury ładującej, m; $D_{I,P1}$ – średnica wewnętrzna rury ładującej, m; W_{P2} – grubość ścianki rury rozładowującej, m; $D_{O,P2}$ – średnica zewnętrzna rury rozładowującej, m; $D_{I,P2}$ – średnica wewnętrzna rury rozładowującej, m.

$$H_{\text{RAD1}} = \frac{D_{\text{RAD1}} - D_{O,P1}}{2} \quad (\text{A7})$$

$$H_{\text{RAD2}} = \frac{D_{\text{RAD2}} - D_{O,P2}}{2} \quad (\text{A8})$$

gdzie: H_{RAD1} – wysokość żebra rury ładującej, m; H_{RAD2} – wysokość żebra rury rozładownej, m; D_{RAD1} – średnica żebra rury ładującej, m; D_{RAD2} – średnica żebra rury rozładownej, m.

$$Z_{\text{RAD1}} = \frac{1}{N_{\text{RAD1}}} - W_{\text{RAD1}} \quad (\text{A9})$$

$$Z_{\text{RAD2}} = \frac{1}{N_{\text{RAD2}}} - W_{\text{RAD2}} \quad (\text{10})$$

gdzie: Z_{RAD1} – rozstaw żeber rury ładującej, m; Z_{RAD2} – rozstaw żeber rury rozładownej, m; W_{RAD1} – grubość żebra rury ładującej, m; W_{RAD2} – grubość żebra rury rozładownej, m.

Na następnym etapie procedury obliczeniowej wyznacza się objętość całkowitą wkładu akumulatora ciepła, czyli bryły materiału PCM z zanurzonymi rurami ładującymi i rozładownymi:

$$V_{\text{AK}} = H_{\text{AK}} \cdot W_{\text{AK}} \cdot L_{\text{SEG}} \quad (\text{11})$$

gdzie: V_{AK} – objętość całkowita wkładu akumulatora ciepła, m³; L_{SEG} – długość segmentu wkładu akumulatora ciepła, m.

Ponadto jest obliczana także objętość rur ładujących i rozładownych, objętość przestrzeni wewnątrz każdej z rur oraz tzw. objętość netto, czyli objętość materiału, z którego zbudowana jest rura. Objętość całkowitą rury ładującej opisano równaniem:

$$V_{O,P1} = \pi \cdot \left(\frac{D_{O,P1}}{2}\right)^2 \cdot L_{\text{SEG}} + \left(\left(\pi \cdot \left(\frac{D_{\text{RAD1}}}{2}\right)^2 \cdot W_{\text{RAD1}} \right) - \left(\pi \cdot \left(\frac{D_{O,P1}}{2}\right)^2 \cdot W_{\text{RAD1}} \right) \right) \cdot N_{\text{RAD1}} \quad (\text{A12})$$

gdzie: $V_{O,P1}$ – objętość całkowita rury ładującej, m³; N_{RAD1} – liczba żeber rury ładującej.

Objętość przestrzeni wewnątrz rury ładującej opisuje równanie (4.19), a objętość netto rury ładującej równanie:

$$V_{I,P1} = \pi \cdot \left(\frac{D_{I,P1}}{2} \right)^2 \cdot L_{SEG} \quad (A13)$$

gdzie $V_{I,P1}$ – objętość przestrzeni wewnątrz rury ładującej, m^3 ,

$$V_{N,P1} = V_{O,P1} - V_{I,P1} \quad (A14)$$

gdzie $V_{N,P1}$ – objętość netto rury ładującej, m^3 .

W analogiczny sposób wyznacza się objętość rury rozładowującej:

$$V_{O,P2} = \pi \cdot \left(\frac{D_{O,P2}}{2} \right)^2 \cdot L_{SEG} + \left(\left(\pi \cdot \left(\frac{D_{RAD2}}{2} \right)^2 \cdot W_{RAD2} \right) - \left(\pi \cdot \left(\frac{D_{O,P1}}{2} \right)^2 \cdot W_{RAD1} \right) \right) \cdot N_{RAD1} \quad (A15)$$

gdzie: $V_{O,P2}$ – objętość całkowita rury rozładowującej, m^3 ; N_{RAD2} – liczba żeber rury rozładowującej,

$$V_{I,P2} = \pi \cdot \left(\frac{D_{I,P2}}{2} \right)^2 \cdot L_{SEG} \quad (A16)$$

gdzie $V_{I,P2}$ – objętość przestrzeni wewnątrz rury rozładowującej, m^3 ,

$$V_{N,P2} = V_{O,P2} - V_{I,P2} \quad (A17)$$

gdzie $V_{N,P2}$ – objętość netto rury rozładowującej, m^3 .

Masę rury ładującej określa się za pomocą równania:

$$m_{P1} = V_{N,P1} \cdot \rho_{MET} \quad (A18)$$

gdzie: m_{P1} – masa netto rury ładującej, kg; $V_{N,P1}$ – objętość netto rury ładującej, m^3 ; ρ_{MET} – gęstość materiału rury, kg/m^3 ,
a rury rozładowującej – równania:

$$m_{P2} = V_{N,P2} \cdot \rho_{MET} \quad A19$$

gdzie: m_{P2} – masa netto rury rozładowującej, kg; $V_{N,P2}$ – objętość netto rury rozładowującej, m^3 ; ρ_{MET} – gęstość materiału rury, kg/m^3 .

W celu wyznaczenia rzeczywistej objętości materiału PCM w akumulatorze jest konieczne obliczenie całkowitej objętości zajmowanej przez wszystkie rury ładujące i rozładowujące na podstawie równań:

$$V_{T,P1} = V_{O,P1} \cdot N_{HTF1} \quad (A20)$$

gdzie: $V_{T,P1}$ – objętość całkowita rur ładujących, m^3 ; N_{HTF1} – liczba rur ładujących;

$$V_{T,P2} = V_{O,P2} \cdot N_{HTF2} \quad (A21)$$

gdzie: $V_{T,P2_PIPES}$ – objętość całkowita rur rozładowujących, m^3 ; N_{HTF2} – liczba rur rozładowujących.

W ten sposób objętość materiału PCM netto w akumulatorze ciepła wyrażona jest równaniem:

$$V_{PCM} = V_{AK} - V_{T,P1} - V_{T,P2} \quad (A22)$$

a jego masa (kg):

$$m_{PCM} = V_{PCM} \cdot \rho_{PCM} \quad (A23)$$

gdzie: V_{PCM} – objętość netto materiału zmiennofazowego, m^3 ; ρ_{PCM} – gęstość materiału PCM, kg/m^3 .

Istotnym parametrem geometrii akumulatora ciepła jest współczynnik wypełnienia akumulatora materiałem PCM (μ_{PCM}) wyrażony równaniem:

$$\mu_{PCM} = \frac{V_{PCM}}{V_{AK}} \quad (A24)$$

gdzie μ_{PCM} – współczynnik wypełnienia akumulatora materiałem PCM;

Dzięki temu współczynnikowi określa się udział materiału zmiennofazowego w całej objętości wkładu akumulatora. Ma on szczególne znaczenie w optymalizacji konstrukcji wkładu akumulatora ciepła. W przypadku wyznaczania pojemności cieplnej akumulatora jest korzystne, aby współczynnik μ_{PCM} przyjmował jak największą wartość.

Kolejnymi obliczanymi parametrami geometrii są: powierzchnia wewnętrzna i zewnętrzna rur, ich przekrój poprzeczny. Powierzchnię wewnętrzną rury ładującej oblicza się na podstawie równania:

$$S_{I,P1} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{I,P1}}{2} \cdot L_{SEG} \quad (A25)$$

gdzie $S_{I,P1}$ – powierzchnia wewnętrzna rury ładującej, m^2 ,
a powierzchnię zewnętrzną rury ładującej:

$$S_{O,P1} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{O,P1}}{2} \cdot L_{SEG} + 2 \cdot \left(\pi \cdot \left(\frac{D_{RAD1}}{2} \right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{D_{O,P1}}{2} \right)^2 \right) \cdot N_{RAD1} \quad (A26)$$

gdzie $S_{O,P1}$ – powierzchnia zewnętrzna rury ładującej, m^2 .

Równanie (A27) umożliwia natomiast wyznaczenie powierzchni przekroju poprzecznego rury ładującej:

$$A_{C,P1} = \pi \cdot \frac{D_{I,P1}^2}{4} \quad (A27)$$

gdzie $A_{C,P1}$ – powierzchnia przekroju poprzecznego rury ładującej, m^2 ,

a kolejny wzór – powierzchni zewnętrznej pojedynczego żebra rury ładującej:

$$S_{RAD,1} = \frac{\pi}{2} \cdot (D_{RAD1}^2 - D_{O,P1}^2) + \pi \cdot D_{RAD1} \cdot W_{RAD1} \quad (A28)$$

gdzie S_{RAD1} – powierzchnia zewnętrzna pojedynczego żebra rury ładującej, m^2 .

Po wyznaczeniu powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej rury ładującej za pomocą równań (A25) i (A26) jest obliczana całkowita powierzchnia wewnętrzna ($S_{I,P1}$) oraz zewnętrzna ($S_{O,P1}$) wszystkich rur ładujących, co odpowiada powierzchni wymiany ciepła po stronie ładowania:

$$S_{I,1} = N_{HTF1} \cdot S_{I,P1} \quad (A29)$$

$$S_{O,1} = N_{HTF1} \cdot S_{O,P1} \quad (A30)$$

W podobny sposób (na podstawie równań analogicznych do (A25)–(A30)) wyznacza się zarówno powierzchnie wewnętrzną i zewnętrzną rury rozładowującej, jak i całkowitą powierzchnię wewnątrz i zewnątrz wszystkich rur rozładowujących. Dwie ostatnie wielkości odpowiadają powierzchni wymiany ciepła po stronie rozładowania.

Oprócz parametrów opisanych wcześniej w ramach procedury obliczeniowej są określone dodatkowe wielkości jak powierzchnia nieożebrowana (A31) i powierzchnia pod żebrzem (4.38). Parametry te oblicza się i dla rury ładującej: (A31), (A32), i dla rozładowującej: (A33), (A34):

$$A_{NF,1} = \pi \cdot D_{O,P1} \cdot W_{RAD1} \quad (A31)$$

$$A_{F,1} = \pi \cdot D_{O,P1} \cdot Z_{RAD1} \quad (A32)$$

gdzie: $A_{NF,1}$ – powierzchnia nieożebrowana rury ładującej, m²; $A_{F,1}$ – powierzchnia pod żebrem rury ładującej, m².

Dodatkowy parametr, który jest wykorzystywany na dalszych etapach obliczeń to grubość warstwy materiału PCM wokół rury (W_{PCM}) obliczana na podstawie wzoru:

$$W_{PCM} = 1000 \cdot \frac{H_{SEG} + W_{SEG}}{2} - 2 \cdot \frac{D_{O,P1}}{2} \quad (A33)$$

Po obliczeniu wszystkich parametrów geometrii opisanych wcześniej w procedurze obliczeniowej zostanie zrealizowany etap obliczeń ciepłno-przepływowych procesu ładowania akumulatora. W pierwszej kolejności są wyznaczane niezbędne właściwości fizyczne czynnika ładującego:

- $C_{p,HTF1}$ – ciepło właściwe czynnika ładującego, kJ/(kg·K);
- ρ_{HTF1} – gęstość czynnika ładującego, kg/m³;
- λ_{HTF1} – współczynnik przewodzenia ciepła czynnika ładującego, W/(m·K);
- η_{HTF1} – lepkość dynamiczna czynnika ładującego, Pa·s;
- ν_{HTF1} – lepkość kinematyczna czynnika ładującego, m²/s.

W praktycznej implementacji opisywanej procedury obliczeniowej w języku Python te właściwości pobiera się z wykorzystaniem odpowiedniego modułu zawierającego charakterystyki właściwości czynnika w zależności od warunków temperatury i ciśnienia. W przypadku wody i pary jest to moduł IAPWS97.

W dalszej kolejności wyznaczane są natomiast wielkości jak parametr M żebra:

$$M_{RAD1} = H_{RAD1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{PCM}}{\lambda_{MET} \cdot W_{RAD1}}} \quad (A34)$$

gdzie: M_{RAD_HTF1} – parametr żebra rury ładującej; α_{PCM} – współczynnik przenikania ciepła przez materiał zmiennofazowy, W/(m²·K); λ_{MET} – współczynnik przewodzenia ciepła materiału żebra (metal), W/(m·K).

Znajomość parametru M umożliwia wyznaczenie tzw. sprawności żebra:

$$\mu_{RAD,1} = \frac{\tanh(M_{RAD1})}{M_{RAD1}} \quad (A35)$$

Sprawność żebra jest z kolei wykorzystywana przy obliczaniu zredukowanego współczynnika przenikania ciepła przez materiał zmiennofazowy:

$$\alpha_{RED,1} = \alpha_{PCM} \cdot \frac{A_{F,1}}{A_{F,1}} + \frac{S_{RAD,1}}{A_{NF,1}} \cdot \mu_{RAD,1} \quad (A36)$$

Parametr $\alpha_{RED,1}$ jest efektywnym współczynnikiem przenikania ciepła w układzie złożonym ze ścianki rury i materiału PCM. Określenie „zredukowany” należy rozumieć w znaczeniu: uwzględniający poszczególne opory cieplne i zastępujący je jednym parametrem.

Kolejne etapy procedury obliczeniowej obejmują wyznaczanie odpowiednich liczb kryterialnych i finalnie współczynników związanych z wymianą ciepła, w tym oporu cieplnego na podstawie równań (A37)–(A45).

Prędkość średnia czynnika w rurze ładującej obliczana jest z wykorzystaniem całkowitego strumienia masy przeliczanego na strumień masy w pojedynczej rurze:

$$q_{m,P1} = \frac{q_{m1}}{N_{HTF1}} \quad (A37)$$

gdzie: $q_{m,P1}$ – strumień masy czynnika w rurze ładującej, kg/s; q_{m1} – strumień masy czynnika ładującego doprowadzanego do akumulatora ciepła, kg/s; N_{HTF1} – liczba rur ładujących w akumulatorze;

$$v_1 = \frac{q_{m,P1}}{\rho_{HTF1} \cdot A_{C,P1}} \quad (A38)$$

gdzie: v_1 – prędkość średnia czynnika ładującego w pojedynczej rurze, m/s; $A_{C,P1}$ – pole przekroju rury ładującej, m².

Wśród liczb kryterialnych obliczana jest liczba Reynoldsa w rurze ładującej:

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot D_{I,P1}}{\nu_{HTF1}} \quad (A39)$$

gdzie:

ν_{HTF1} – lepkość kinematyczna czynnika ładującego, m²/s,

a także liczba Prandtl’a i Nusselta:

$$Pr_1 = \frac{1000 \cdot C_{P,HTF1} \cdot \eta_{HTF1}}{\lambda_{HTF1}} \quad (A40)$$

$$Nu_1 = 0.023 \cdot (Re_1)^{0.8} \cdot (Pr_1)^{0.3} \quad (A41)$$

Z wykorzystaniem obliczonej w podany sposób liczby Nusselta oblicza się współczynnik wnikania ciepła czynnika ładującego zgodnie z zależnością:

$$\alpha_{HTF1} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{HTF1}}{D_{I,P1}} \quad (A42)$$

Kluczową wielkością decydującą o przekazywaniu ciepła od czynnika ładującego do materiału PCM jest liniowy współczynnik oporu cieplnego opisany równaniem:

$$R_{L,1} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot D_{I,P1} \cdot \pi} + \frac{\ln\left(\frac{D_{O,P1}}{D_{I,P1}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{MET}} + \frac{1}{\alpha_{RED,1} \cdot D_{O,P1} \cdot \pi} \quad (A43)$$

W dalszej części obliczeń w celu uproszczenia jest wykorzystana odwrotność liniowego współczynnika oporu cieplnego wyrażona równaniem:

$$U_1 = \frac{1}{R_{L,1}} \quad (A44)$$

Kluczowym parametrem opisującym wymianę ciepła w układzie jest współczynnik przenikania ciepła (k) wyznaczany z wykorzystaniem równania:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{RED,1}} + \frac{D_{O,P1}}{2 \cdot \lambda_{MET}} \cdot \ln\left(\frac{D_{O,P1}}{D_{I,P1}}\right) + \left(\frac{D_{O,P1}}{D_{I,P1}}\right) \cdot \frac{1}{\alpha_1}} \quad (A45)$$

Załącznik B

Pełne zestawienie wyników obliczeń analizowanych w rozdz. 6 (tab. 6.11–6.13) wariantów konstrukcji magazynu ciepła.

Tabela B1. Wyniki obliczeń parametrów geometrii analizowanych wariantów konstrukcji magazynu ciepła

Parametry geometrii	Jednostka	12 x 11	10 x 11	8 x 9	8 x 7 (opt.)	6 x 5	4 x 5
Liczba segmentów wzdłuż szerokości	–	12	10	8	8	6	4
Szerokość segmentu	mm	130	130	130	130	130	130
Liczba segmentów wzdłuż wysokości	–	11	11	9	7	5	5
Wysokość segmentu	mm	130	130	130	130	130	130
Długość wkładu akumulatora	m	1,0524	1,2646	1,8978	2,5	4,5	6,77
Liczba rur ładujących	–	132	110	72	56	30	20
Liczba rur rozładowujących	–	110	90	56	42	20	12
Szerokość akumulatora	m	1,56	1,3	1,04	1,04	0,78	0,52
Wysokość akumulatora	m	1,43	1,43	1,17	0,91	0,65	0,65
Całkowita objętość wkładu akumulatora	m ³	2,3477	2,3509	2,3092	2,366	2,2815	2,2883
Całkowita objętość rur ładujących	m ³	0,1808	0,1711	0,1519	0,1477	0,1317	0,1275
Całkowita objętość rur rozładowujących	m ³	0,0529	0,0501	0,0439	0,0419	0,0343	0,0303
Rzeczywista objętość materiału PCM	m ³	2,114	2,1297	2,1135	2,1764	2,1156	2,1304
Wskaźnik wypełnienia materiałem PCM	%	90,05	90,59	91,52	91,99	92,73	93,1
Całkowita masa wszystkich rur	kg	1067,546	970,0311	789,5678	727,4862	583,9295	531,1556
Całkowita masa akumulatora z materiałem PCM	kg	5164,49	5097,361	4885,478	4945,3086	4683,906	4659,929
Całkowita powierzchnia zewnętrzna rur ładujących	m ²	139,0357	139,2251	136,7586	140,1199	135,1156	135,5159
Całkowita powierzchnia zewnętrzna rur rozładowujących	m ²	23,9184	23,5155	21,9582	21,6944	18,5952	16,7853

Tabela B2. Wyniki obliczeń parametrów cieplno-przepływowych po stronie ładowania dla analizowanych wariantów konstrukcji

Parametry cieplno-przepływowe po stronie ładowania	Jednostka	12 x 11	10 x 11	8 x 9	8 x 7 (opt.)	6 x 5	4 x 5
Zredukowany współczynnik przenikania ciepła	W/(m ² ·K)	1779,032	1779,032	1779,032	1779,0319	1779,032	1779,032
Strumień masowy w pojedynczej rurze ładującej	10 ⁻³ kg/s	6,3131	7,5758	11,5741	14,881	27,7778	41,6667
Prędkość średnia w pojedynczej rurze ładującej	m/s	6,3333	7,6	11,611	14,9285	27,8665	41,7997
Liczba Reynoldsa w pojedynczej rurze ładującej	–	17830,1	21396,12	32688,51	42028,0891	78452,43	117678,6
Liczba Prandtla w pojedynczej rurze ładującej	–	0,9705	0,9705	0,9705	0,9705	0,9705	0,9705
Liczba Nusselta w pojedynczej rurze ładującej	–	57,3788	66,3891	93,1847	113,9358	187,7214	259,649
Współczynnik alfa medium ładującego	W/(m ² ·K)	77,9	90,1327	126,5116	154,6842	254,8586	352,5108
Współczynnik cieplnego oporu liniowego	(m K)/W	0,161	0,1402	0,1021	0,0849	0,0545	0,0415
Odwrócony współczynnik cieplnego oporu liniowego	(m·K)/W	6,21	7,1325	9,7978	11,7851	18,3568	24,107
Współczynnik przenikania ciepła	W/(m ² ·K)	59,2129	68,0092	93,4232	112,3716	175,0332	229,8621
Entalpia medium ładującego na wlocie	kJ/kg	2902,685	2902,685	2902,685	2902,6853	2902,685	2902,685
Temperatura medium ładującego na wylocie	°C	174,4	170,95	163,95	160,25	153,65	151,4
Entalpia medium ładującego na wylocie	kJ/kg	2812,938	2805,712	2790,969	2779,4789	2769,037	2764,201
Moc pojedynczej rury ładującej	kW	0,5666	0,7346	1,293	1,8334	3,7124	5,7702
Całkowita moc ładowania akumulatora	kW	37,3947	40,4056	46,5484	51,336	55,6866	57,7019
Pojemność cieplna akumulatora	MJ	499,8272	503,5342	499,7011	514,5743	500,1972	503,7103
Szacunkowy czas ładowania akumulatora	min	223	208	179	167	150	145

Tabela B3. Wyniki obliczeń parametrów cieplno-przepływowych po stronie rozładowania dla analizowanych wariantów konstrukcji

Parametry cieplno-przepływowe po stronie rozładowania	12 x 11	10 x 11	8 x 9	8 x 7 (opt.)	6 x 5	4 x 5
Parametr M żebra rury rozładowującej	–	0,2769	0,2769	0,2769	0,2769	0,2769
Sprawność żebra rury rozładowującej	%	97,52	97,52	97,52	97,52	97,52
Zredukowany współczynnik przenikania ciepła	$W/(m^2 \cdot K)$	523,841	523,841	523,841	523,841	523,841
Strumień masowy w pojedynczej rurze rozładowującej	10^{-3} kg/s	4,798	5,8642	9,4246	12,5661	43,9815
Prędkość średnia w pojedynczej rurze rozładowującej	m/s	0,0253	0,031	0,0497	0,0663	0,2321
Liczba Reynoldsa w pojedynczej rurze rozładowującej	–	1202,845	1470,144	2362,731	3150,3078	11026,08
Liczba Prandtla w pojedynczej rurze rozładowującej	–	2,0112	2,0112	2,0112	2,0112	2,0112
Liczba Nusselta w pojedynczej rurze rozładowującej	–	8,2591	9,6974	14,1742	17,8422	48,6075
Współczynnik alfa dla medium rozładowującego	$W/(m^2 \cdot K)$	351,2455	412,4117	602,8018	758,7969	2067,188
Współczynnik cieplnego oporu liniowego	$(m \cdot K)/W$	0,0888	0,0803	0,0649	0,058	0,0461
Odwrócony współczynnik cieplnego oporu liniowego	$W/(m \cdot K)$	11,2599	12,4533	15,4171	17,2447	24,286
Współczynnik przenikania ciepła	$W/(m^2 \cdot K)$	168,039	185,8496	230,0795	257,354	362,4371
Entalpia medium rozładowującego na wlocie	kJ/kg	368,8559	368,8559	368,8559	368,8559	368,8559
Temperatura medium rozładowującego na wylocie	°C	96,1	96,6	97,5	98,7	98,7
Entalpia medium rozładowującego na wylocie	kJ/kg	402,8906	404,9963	408,7874	413,8437	413,8437
Moc pojedynczej rury rozładowującej	kW	–0,1633	–0,2119	–0,3763	–0,5653	–1,9786
Całkowita moc rozładowania akumulatora	kW	–17,9628	–19,0741	–21,075	–23,7436	–23,7436
Pojemność cieplna akumulatora	MJ	499,8272	503,5342	499,7011	514,5743	503,7103
Szacunkowy czas rozładowania akumulatora	min	–464	–440	–395	–361	–354

Abstrakt

Comprehensive Method for Modeling, Designing, and Testing of Phase-Change Heat Storage Units

Thermal Energy Storage (TES) is one of the leading methods of energy storage and is therefore gaining importance in modern energy systems, which increasingly rely on renewable energy sources and utilize waste heat. Conventional water-based heat storage systems have numerous limitations that restrict their application. A promising alternative is Phase Change Material (PCM) storage systems, which can operate over a wide temperature range and offer high heat storage density. Designing a PCM storage system with parameters optimized for its intended application is a complex, multi-stage process.

This monograph provides a comprehensive treatment of the modeling, design, and testing of PCM storage systems, serving as a practical guide to this process. The author introduces the concept of energy storage with particular emphasis on thermal storage, focusing on phase change materials and the crucial role of modeling in the design and optimization of heat storage systems.

The subsequent chapters provide a detailed description of each step in the procedure. The monograph explains the selection of phase change materials, including the criteria and evaluation indicators applied. A key component of this work is the investigation of the thermophysical properties of PCMs using DSC–TGA methods.

A fundamental element of the proposed methodology is multi-variant modeling of heat storage systems, incorporating an original digital twin model developed by the author. The modeling results are subsequently validated using a proprietary laboratory test stand. It is demonstrated that the computational models accurately reproduce the processes occurring in PCM storage systems, achieving a 4–6% deviation compared to experimental results.

The final validation of the methodology was conducted on an industrial-scale facility. For this purpose, a pilot installation was designed, constructed, and subjected to a series of tests. The results confirmed that the designed heat storage system achieved operating parameters consistent with the design assumptions and demonstrated satisfactory agreement between simulation results and actual performance.

Keywords: thermal energy storage, phase change material, numerical modeling, dynamic simulation, computer-aided design, pilot-scale installation

Powstanie tej publikacji stanowi odpowiedź na rosnące zainteresowanie technologiami magazynowania ciepła w skali przemysłowej. Jest kompleksowym opracowaniem dotyczącym modelowania, projektowania, optymalizacji oraz testowania zmiennofazowych magazynów ciepła, ze szczególnym uwzględnieniem ich zastosowania w przemyśle.

Monografię przygotowano z myślą o szerokim gronie odbiorców. Ten gruntowny przewodnik posłuży zatem zarówno inżynierom z branży energetyki cieplnej, jak i badaczom zajmującym się modelowaniem magazynów ciepła. Jest również źródłem specjalistycznej i praktycznej wiedzy dla studentów i doktorantów kierunków technicznych – energetyki, inżynierii środowiska czy inżynierii materiałowej.



Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej
są do nabycia w sprzedaży wysyłkowej:
zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl
ISBN 978-83-8134-013-7

