

**Analiza cieplno-przepływowa  
zasobnika ciepła ze złożem  
porowatym przewidzianego  
do zastosowania w adiabatycznym  
systemie magazynowania energii  
w sprężonym powietrzu**

JAKUB OCHMANN

Promotor:

dr hab. inż. Łukasz Bartela, prof. PŚ

Promotor pomocniczy:

dr inż. Krzysztof Rusin

Rozprawa Doktorska zrealizowana  
w Dyscyplinie Inżynieria Środowiska, Górnictwo i Energetyka  
Politechnika Śląska  
Gliwice, 2025

**Autor:**

mgr inż. Jakub Ochmann

Politechnika Śląska

Wspólna Szkoła Doktorska

e-mail: jakub.ochmann@polsl.pl

**Promotor:**

dr hab. inż. Łukasz Bartela, prof. PŚ

Politechnika Śląska

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Konarskiego 18, 44-100 Gliwice

e-mail: lukasz.bartela@polsl.pl

**Promotor pomocniczy:**

dr inż. Krzysztof Rusin

Politechnika Śląska

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Konarskiego 18, 44-100 Gliwice

e-mail: krzysztof.rusin@polsl.pl

---

## Podziękowania

Pragnę szczerze podziękować mojemu Promotorowi, dr. hab. inż. Łukaszowi Barteli, prof. PŚ, za wieloletnią inspirację, motywację do podejmowania nowych wyzwań badawczych oraz wsparcie na każdym etapie pracy.

Dziękuję mojemu Promotorowi pomocniczemu, dr. inż. Krzysztofowi Rusinowi, za cierpliwość, zaangażowanie w wielogodzinne, merytoryczne rozmowy oraz dzielenie się swoją wiedzą, pasją i doświadczeniem.

Szczególne podziękowania za nieocenione wsparcie w trakcie badań eksperymentalnych kieruję do dr. hab. inż. Sebastiana Rulika, prof. PŚ, dzięki któremu możliwa była realizacja niniejszej rozprawy oraz wielu innych przedsięwzięć badawczych.

Dziękuję moim przyjaciółom z pracy – dr. inż. Michałowi Jurczykowi, dr. inż. Wojciechowi Uchmanowi oraz dr. inż. Bartoszowi Stankowi – którzy wspierali mnie w trudnych momentach, a ich poczucie humoru sprawiało, że codzienne obowiązki stawały się łatwiejsze.

Wyrazy wdzięczności kieruję także do moich współpracowników z Katedry Maszyn i Urządzeń Energetycznych, w szczególności prof. dr. hab. inż. Anny Skorek-Osikowskiej, dr. inż. Darii Katli, dr. inż. Doroty Homy, dr. inż. Katarzyny Janusz-Szymańskiej, dr. hab. inż. Leszka Remiorza, prof. PŚ, oraz dr. inż. Daniela Węcla, za inspirującą atmosferę pracy i możliwość wymiany doświadczeń.

Dziękuję promotorowi mojego projektu inżynierskiego, dr. inż. Markowi Rojczykowi z Katedry Techniki Ciepłej, który zaszczerpił we mnie pasję do badań naukowych i wskazał drogę, którą podążam do dziś.

Dziękuję mojej Rodzinie za troskę, obecność, wsparcie i motywację, dzięki którym mogłem realizować marzenia, które stały się rzeczywistością.

Na koniec pragnę podziękować mojej Żonie Aleksandrze za nieustające wsparcie, wyrozumiałość oraz niewyczerpaną wiarę i zaangażowanie we wspólną drogę.

Jakub Ochmann

Część wyników zaprezentowanych w niniejszej rozprawie doktorskiej została uzyskana na drodze realizacji projektu *Eksperymentalno-numeryczne badanie procesów przepływu i magazynowania ciepła w porowatych materiałach stałych* w ramach programu PRELUDIUM Narodowego Centrum Nauki (Numer projektu: 2023/49/N/ST8/01575).



NARODOWE CENTRUM NAUKI



Politechnika  
Śląska

Część wyników zaprezentowanych w niniejszej rozprawie doktorskiej została uzyskana na drodze realizacji projektu *Hybrid energy storage system using post-mining infrastructure* w ramach programu Research Fund for Coal and Steel (RFCS) Komisji Europejskiej (Numer projektu: 101112380 EU RFCS).



HYBRID ENERGY  
STORAGE SYSTEM



Dofinansowane przez  
Unię Europejską



Rozprawa doktorska została zrealizowana przy wsparciu Fundacji na rzecz Nauki Polskiej (FNP) w ramach programu START 24.



Fundacja na rzecz  
Nauki Polskiej

# Spis treści

|                                                                                   |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Wykaz ważniejszych symboli i oznaczeń .....                                       | 7   |
| 1. Wprowadzenie.....                                                              | 13  |
| 1.1 Cele i zakres pracy .....                                                     | 19  |
| 1.2 Systemy magazynowania energii.....                                            | 21  |
| 1.3 Systemy magazynowania energii w sprężonym powietrzu .....                     | 25  |
| 1.4 Układy magazynowania ciepła.....                                              | 37  |
| 2. Badania eksperymentalne.....                                                   | 49  |
| 2.1 Selekcja materiału akumulacyjnego .....                                       | 54  |
| 2.2 Stanowisko eksperymentalne i procedury pomiarowe.....                         | 61  |
| 2.3 Wyniki badań eksperymentalnych.....                                           | 75  |
| 2.3.1 Materiał akumulacyjny .....                                                 | 75  |
| 2.3.2 Wielowariantowe badania zasobników ciepła.....                              | 79  |
| 2.4 Podsumowanie badań eksperymentalnych .....                                    | 111 |
| 3. Badania numeryczne.....                                                        | 115 |
| 3.1 Model numeryczny .....                                                        | 117 |
| 3.1.1 Porowatość złoża akumulacyjnego.....                                        | 123 |
| 3.1.2 Wymiana ciepła .....                                                        | 126 |
| 3.1.3 Parametry termofizyczne .....                                               | 129 |
| 3.2 Wskaźniki oceny układu i zakres badań numerycznych .....                      | 132 |
| 3.3 Dyskretyzacja domeny obliczeniowej.....                                       | 134 |
| 3.3.1 Test niezależności wyników od siatki numerycznej i kroku<br>czasowego ..... | 134 |
| 3.3.2 Dobór korelacji na liczbę kryterialną Nusselta .....                        | 139 |
| 3.3.3 Walidacja modelu numerycznego w oparciu o wyniki<br>eksperymentalne .....   | 146 |
| 3.4 Wyniki badań numerycznych.....                                                | 156 |
| 3.4.1 Wpływ długości fazy magazynowania ciepła .....                              | 172 |

---

|       |                                                         |     |
|-------|---------------------------------------------------------|-----|
| 3.4.2 | Wpływ średnicy elementów złoża skalnego .....           | 176 |
| 3.5   | Podsumowanie badań numerycznych .....                   | 182 |
| 4.    | Optymalizacja zasobnika TES w skali laboratoryjnej..... | 187 |
| 4.1   | Wybór zmiennych.....                                    | 187 |
| 4.2   | Metodologia .....                                       | 188 |
| 4.3   | Wyniki optymalizacji .....                              | 190 |
| 4.4   | Badania wariantu optymalnego.....                       | 195 |
| 4.5   | Analiza wymiarowa .....                                 | 200 |
| 5.    | Modelowanie systemu A-CAES.....                         | 209 |
| 5.1   | Wykorzystane modele numeryczne.....                     | 212 |
| 5.1.1 | Parametry maszyn przepływowych.....                     | 218 |
| 5.1.2 | Założenia do obliczeń.....                              | 222 |
| 5.2   | Wyniki .....                                            | 224 |
| 6.    | Podsumowanie .....                                      | 249 |
|       | Załączniki.....                                         | 257 |
|       | Bibliografia.....                                       | 267 |
|       | Spis rysunków.....                                      | 295 |
|       | Spis tabel .....                                        | 305 |
|       | Streszczenie.....                                       | 307 |
|       | Abstract .....                                          | 311 |

## Wykaz ważniejszych symboli i oznaczeń

Szczegółowe objaśnienia oznaczeń przedstawiane są lokalnie, w miejscu ich zastosowania.

### Oznaczenia łacińskie

|       |                                       |                                      |
|-------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| $A$   | pole powierzchni                      | $\text{m}^2$                         |
| $B$   | egzergia                              | $\text{J}$                           |
| $Bi$  | liczba Biota                          | -                                    |
| $C_2$ | współczynnik oporu bezwładnościowego  | $1/\text{m}$                         |
| $cp$  | pojemność cieplna właściwa            | $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$  |
| $D$   | średnica                              | $\text{m}$                           |
| $E$   | wytworzona/zużyta energia elektryczna | $\text{kWh}$                         |
| $f$   | współczynnik tarcia złoza porowatego  | -                                    |
| $g$   | przyspieszenie ziemskie               | $\text{m}/\text{s}^2$                |
| $Gr$  | liczba Grashofa                       | -                                    |
| $H$   | wysokość                              | $\text{m}$                           |
| $h$   | współczynnik wnikania ciepła          | $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ |
| $i$   | entalpia                              | $\text{J}/\text{kg}$                 |
| $k$   | współczynnik przewodzenia ciepła      | $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$   |
| $L$   | długość                               | $\text{m}$                           |
| $m$   | strumień masowy                       | $\text{kg}/\text{s}$                 |
| $Nu$  | liczba Nusselta                       | -                                    |
| $N$   | moc mechaniczna                       | $\text{W}$                           |
| $p$   | ciśnienie                             | $\text{Pa}$                          |
| $Pr$  | bezwymiarowa liczba Prandtla          | -                                    |
| $Q$   | ciepło                                | $\text{J}$                           |
| $R$   | kierunek promieniowy                  | $\text{m}$                           |
| $Re$  | liczba Reynoldsa                      | -                                    |
| $S$   | entropia                              | $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$  |
| $T$   | temperatura                           | $\text{K}$                           |
| $t$   | czas                                  | $\text{s}$                           |

---

|       |                    |                |
|-------|--------------------|----------------|
| $T_o$ | strata wylotowa    | -              |
| $v$   | prędkość przepływu | m/s            |
| $V$   | objętość           | m <sup>3</sup> |
| $W$   | moc wewnętrzna     | W              |
| $x$   | kierunek osiowy    | m              |

### Oznaczenia greckie

|               |                                                         |                   |
|---------------|---------------------------------------------------------|-------------------|
| $\nabla$      | dywergencja                                             | -                 |
| $\alpha$      | przepuszczalność ośrodka porowatego                     | m <sup>2</sup>    |
| $\delta$      | stosunek średnicy zasobnika do średnicy elementów złoża | -                 |
| $\Delta$      | przyrost                                                | -                 |
| $\varepsilon$ | porowatość złoża skalnego                               | -                 |
| $\eta$        | sprawność układu/A-CAES                                 | %                 |
| $H$           | sprawność TES                                           | %                 |
| $\theta$      | stopień naładowania zasobnika ciepła                    | -                 |
| $\mu$         | lepkość dynamiczna                                      | Pa·s              |
| $\nu$         | lepkość kinematyczna                                    | m <sup>2</sup> /s |
| $\xi$         | współczynnik w równaniu Knuda Thomsena                  | -                 |
| $\rho$        | gęstość                                                 | kg/m <sup>3</sup> |
| $\sigma$      | dyfuzyjność                                             | m <sup>2</sup> /s |
| $\tau$        | czas bezwymiarowy, -                                    | -                 |
| $\varphi$     | smukłość, -                                             | -                 |
| $\phi$        | miara podobieństwa kształtu elipsoidy do kuli           | -                 |
| $\omega$      | właściwa szybkość dyssypacji energii turbulencji        | 1/s               |



---

## Indeksy

|                 |                                                     |
|-----------------|-----------------------------------------------------|
| 0               | parametry nominalne                                 |
| <i>a</i>        | powietrze                                           |
| <i>A – CAES</i> | system magazynowania energii w sprężonym powietrzu  |
| <i>b</i>        | bazalt                                              |
| <i>C</i>        | sprężarka                                           |
| <i>c</i>        | etap ładowania                                      |
| <i>d</i>        | etap rozładowywania                                 |
| <i>e</i>        | wartość ekwiwalentna                                |
| <i>eff</i>      | wartość efektywna                                   |
| <i>ex</i>       | egzergia                                            |
| <i>Exp</i>      | ekspander                                           |
| <i>eksp</i>     | wartość eksperymentalna                             |
| <i>ext</i>      | parametry zewnętrznej wymiany ciepła                |
| <i>f</i>        | plyn                                                |
| <i>fs</i>       | powietrze - materiał akumulacyjny                   |
| <i>htf</i>      | plyn, nośnik ciepła                                 |
| <i>i</i>        | i-ty element                                        |
| <i>in</i>       | wlot                                                |
| <i>is</i>       | parametr dla izolacji termicznej                    |
| <i>lam</i>      | laminarny                                           |
| <i>LR</i>       | strefa termokliny, wartość rzeczywista              |
| <i>m</i>        | parametr zmodyfikowany                              |
| <i>max</i>      | wartość maksymalna                                  |
| <i>Max</i>      | strefa maksymalnej temperatury                      |
| <i>MaxR</i>     | strefa maksymalnej temperatury, wartość rzeczywista |
| <i>meas</i>     | wartość odnotowana                                  |
| <i>min</i>      | wartość minimalna                                   |
| <i>Min</i>      | strefa minimalnej temperatury                       |
| <i>MinR</i>     | strefa minimalnej temperatury, wartość rzeczywista  |
| <i>mn</i>       | szyb górniczy                                       |
| <i>p</i>        | element złoża                                       |
| <i>pb</i>       | złóże akumulacyjne                                  |
| <i>R</i>        | parametr bezwymiarowy                               |

---

|              |                                 |
|--------------|---------------------------------|
| <i>ref</i>   | wartość referencyjna            |
| <i>Res</i>   | rezerwuuar sprężonego powietrza |
| <i>s</i>     | materiał skalny                 |
| <i>st</i>    | etap magazynowania              |
| <i>steel</i> | parametr dla stali nierdzewnej  |
| <i>sw</i>    | konwekcja naturalna             |
| <i>T</i>     | strefa termokliny               |
| <i>TES</i>   | zasobnik ciepła                 |
| <i>turb</i>  | turbulentny                     |
| <i>w</i>     | parametr dla dmuchawy powietrza |

## Akronimy

|        |                                                           |
|--------|-----------------------------------------------------------|
| A-CAES | Adiabatic Compressed Air Energy Storage                   |
| AEL    | Elektrolizer alkaliczny                                   |
| AEM    | Elektrolizer z membraną do wymiany anionów                |
| BESS   | Battery Energy Storage System                             |
| CAES   | Compressed Air Energy Storage                             |
| CSP    | Concetrated Solar Power                                   |
| D-CAES | Diabatic Compressed Air Energy Storage                    |
| E      | Ekspander                                                 |
| ETS    | Emmissions Trading System                                 |
| FH2R   | Fukushima Hydrogen Energy Research Field                  |
| G      | Generator elektryczny                                     |
| HTGR   | High-Temperature Gas-Cooled Reactor                       |
| I-CAES | Isothermal Compressed Air Energy Storage                  |
| KPEiK  | Krajowy Plan na rzecz Energii i Klimatu na lata 2021-2030 |
| KS     | Komora spalania                                           |
| KSE    | Krajowy System Elektroenergetyczny                        |
| KWK    | Kopalnia Węgla Kamiennego                                 |
| LAES   | Liquid Air Energy Storage                                 |
| LGOM   | Legnicko-Głogowski Okręg Miedziowy                        |
| LTNE   | Local Thermal Non-Equilibrium Model                       |

---

|       |                                               |
|-------|-----------------------------------------------|
| LZW   | Lubelskie Zagłębie Węglowe                    |
| M     | Silnik elektryczny                            |
| MTPS  | Modified Transient Plane Source               |
| ORC   | Organic Rankine Cycle                         |
| OSD   | Operator Systemu Dystrybucyjnego              |
| OZE   | Odnawialne Źródła Energii                     |
| PCM   | Phase-Change Material                         |
| PEM   | Elektrolizer z membraną do wymiany protonów   |
| PHS   | Pumped Hydroelectric Energy Storage           |
| PISO  | Pressure-Implicit with Splitting of Operators |
| PSE   | Polskie Sieci Elektroenergetyczne             |
| RDN   | Rynek Dnia Następnego                         |
| RMSE  | Root Mean Square Error                        |
| RMSPE | Root Mean Square Percentage Error             |
| RSD   | Relative Standard Deviation                   |
| S     | Sprężarka powietrza                           |
| SOE   | Elektrolizer stalotlenkowy                    |
| TES   | Thermal Energy Storage                        |
| UDF   | User Defined Functions                        |
| VDI   | Verein Deutscher Ingenieure                   |
| WC    | Wymiennik ciepła                              |



# 1. Wprowadzenie

Polska jako członek międzynarodowych organizacji oraz sygnatariusz porozumień klimatycznych, przyjęła szereg aktów prawnych skupionych na ograniczeniu emisji gazów cieplarnianych oraz rozwoju odnawialnych źródeł energii (OZE). W 2002 roku ratyfikowano Protokół z Kioto [1], w ramach którego zobowiązano się do ograniczenia emisji gazów cieplarnianych o minimum 6% w pierwszym okresie rozliczeniowym (2008 – 2012) względem bazowego poziomu emisji dla Polski z 1988 roku. W 2018 r. przyjęto tzw. poprawkę dauhańską, która wprowadzała próg ograniczenia emisji na poziomie 20% względem roku bazowego w ramach drugiego okresu rozliczeniowego, tzn. do 2020 r. Według danych przedstawionych w Krajowym Raporcie Inwentaryzacyjnym [2] wyznaczone cele zostały osiągnięte, a w 2022 r. redukcja emisji, wyrażona w ekwiwalencie dwutlenku węgla, wyniosła 34,34% względem roku bazowego. W Krajowym Planie na rzecz Energii i Klimatu na lata 2021 – 2030 (KPEiK) [3], wydanym w 2019 roku jako wkład w realizację unijnych zobowiązań w ramach Porozumienia Paryskiego, oraz jego aktualizacjach, zdefiniowano podstawowe polskie cele energetyczne i klimatyczne wiążąc je ze strategiami rozwoju głównych sektorów krajowej gospodarki. Działania wskazane w KPEiK to między innymi:

- **Obniżenie emisyjności** – redukcja emisji gazów cieplarnianych o 7% do 2030 r. względem bazowego roku 2005 w sektorach nieobjętych Emissions Trading System (ETS), tj. transporcie, budownictwie i rolnictwie. Cel ten ma zostać osiągnięty przede wszystkim na drodze ograniczenia tzw. niskiej emisji będącej skutkiem zanieczyszczeń pochodzących z transportu oraz indywidualnych źródeł ciepła o niskiej efektywności. Zadeklarowano także wzrost udziału OZE w finalnej konsumpcji energii do poziomu 21 – 23% brutto.
- **Zwiększenie bezpieczeństwa energetycznego** – pokrycie zapotrzebowania na energię przy zapewnieniu ciągłości dostaw i zachowaniu wysokiego wskaźnika niezależności energetycznej. Kluczowym zagrożeniem w ramach tego działania są prace nad

---

uruchomieniem pierwszej polskiej elektrowni jądrowej i osiągnięciem do 3,5 GW mocy zainstalowanej w tych źródłach energii do roku 2040. Dostrzeżono także potrzebę rozwoju potencjału wielkoskalowych systemów magazynowania energii.

- **Rozwój wewnętrznego rynku energii** – inwestycje zapewniające zachowanie odpowiedniego poziomu elastyczności systemu elektroenergetycznego, implementacja systemów wsparcia dla uczestników rynku energii, wdrożenie magazynów energii oraz samobilansujących się społeczności energetycznych.

Od 2009 roku w Polsce obserwowany jest intensywny wzrost mocy zainstalowanej w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym (KSE), co jest bezpośrednim efektem wdrażania przyjętych strategii rozwoju odnawialnych źródeł energii. Według danych zaprezentowanych przez Polskie Sieci Elektroenergetyczne (PSE) na koniec 2009 roku moc wszystkich źródeł energii elektrycznej zainstalowanych w KSE wynosiła w sumie 35,6 GW, a potencjał OZE nie przekraczał w tym czasie 1 GW [4]. W 2019 roku, a zatem w roku ogłoszenia KPEiK, sumaryczna moc OZE wyniosła już 7,5 GW, co odpowiadało za około 15% struktury KSE. Według najnowszych danych z marca 2025 roku moc funkcjonujących paneli fotowoltaicznych i turbin wiatrowych wyniosła odpowiednio 21,6 GW i 10,8 GW, co stanowiło już niemal 44% całkowitej mocy zainstalowanej. W ciągu zaledwie 15 lat doszło zatem do podwojenia sumarycznego potencjału źródeł energii elektrycznej funkcjonujących w ramach Krajowego Systemu Elektroenergetycznego. W tym czasie średnie roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną w Polsce wzrosło z 20,8 GW do 23,2 GW [4]. Według danych Eurostatu za rok 2023 udział energii generowanej przez źródła odnawialne stanowił 25,79% konsumpcji energii brutto, co oznacza spełnienie założeń przedstawionych w pierwotnym KPEiK [5]. Wartość średnia dla Unii Europejskiej wyniosła w tym czasie 45,3%.

W sierpniu 2025 opublikowany został projekt aktualizacji KPEiK, w którym zaproponowano nowe cele dla krajowej gospodarki oraz przedstawiono scenariusze rozwoju polskiego systemu elektroenergetycznego [6]. Wśród kluczowych wskaźników zdefiniowano

możliwość redukcji emisji gazów cieplarnianych do 2030 r. o 53,9% w całej gospodarce względem roku bazowego 1990 oraz wzrost udziału OZE w finalnym zużyciu energii brutto do poziomu 32,1%. Według przyjętego scenariusza rozwoju prognozuje się uruchomienie w latach 2026 – 2040 dodatkowych 28 GW mocy zainstalowanej w panelach fotowoltaicznych oraz 41 GW w morskich i lądowych turbinach wiatrowych. Inwestycjom tym ma towarzyszyć m.in. wdrożenie około 2,5 GW mocy zainstalowanej w elektrowniach szczytowo-pompowych oraz 8,5 GW elektrochemicznych magazynów energii, co w połączeniu z innymi źródłami energii ma skutkować skumulowanym uruchomieniem nowych mocy wytwórczych na poziomie przekraczającym 100 GW. W latach 2022 – 2040 realizacja przedstawionych scenariuszy skutkować będzie trwałym wycofaniem z eksploatacji ponad 30 GW mocy zainstalowanej w istniejących, głównie konwencjonalnych źródłach energii, przy czym nie przewiduje się budowy nowych jednostek węglowych. Eksperti z Politechniki Śląskiej przeprowadzili szczegółowe analizy niezawodności polskiego systemu elektroenergetycznego w obliczu tak intensywnego przekształcenia jego charakteru [7]. Prognozując wzrost szczytowego zapotrzebowania na moc do poziomu 29,35 GW w 2030 roku i 30,38 GW w 2035 roku wykazali oni, że prawdopodobieństwo przekroczenia zdolności wytwórczych krajowego systemu wyniesie odpowiednio 12,94% oraz 100%. Autorzy podkreślili konieczność budowy nowych źródeł energii o wysokim stopniu dyspozycyjności wraz z rozbudową potencjału wielkoskalowych systemów magazynowania energii i zdolności transgranicznego importu energii [8]. Badania przeprowadzone dla planowanej struktury hiszpańskiego systemu elektroenergetycznego, cechującej się dominującym udziałem OZE, również wskazują na kluczową rolę systemów magazynowania energii dla zapewnienia bezpieczeństwa dostaw [9].

Prognozy zawarte w projekcie aktualizacji KPEiK wskazują na ograniczenie krajowego zużycia węgla kamiennego do 22,5 miliona ton w 2030 roku. Wydobycie tego surowca w Polsce sukcesywnie spada – w 1990 roku, według danych Państwowego Instytutu Geologicznego, wydobyto 151 milionów ton, w 2010 roku 69 milionów ton, a w 2020 roku

48 milionów ton. Transformacja charakteru krajowej gospodarki ma zatem silny wpływ na strukturę zatrudnienia, szczególnie na obszarach kojarzonych z przemysłem ciężkim i wydobywczym [10]. W latach 2010 – 2024 liczba etatów w polskim górnictwie i wydobywczym, jako efekt ograniczenia wydobycia węgla, uległa redukcji do 121 tysięcy, co stanowiło spadek o 33% [11]. W KPEiK podkreślono konieczność sprawiedliwego przebiegu transformacji regionów węglowych, co oparto między innymi na umowach społecznych podpisanych w 2021 i 2022 roku, które zapewniały kontrolowany proces likwidacji kopalń z minimalizacją kosztów społecznych [6]. Ekspert z Politechniki Krakowskiej przedstawił wyniki badań nad obecnym stanem i kierunkami zagospodarowania zakładów górniczych na terenie Górnego Śląska [12]. W ramach swojej pracy zidentyfikował on 38 kopalń w 17 górnośląskich miastach, z czego 26 zakładów znajdowało się w fazie likwidacji lub zostało już całkowicie zlikwidowanych. Autor wykazał, że 9 z nich stało się niezagospodarowanymi nieużytkami, a pozostałe zostały przekształcone w miejsca o charakterze komercyjnym (np. centra handlowo-usługowe) i kulturowym (np. muzea, galerie sztuki, siedziby jednostek kultury). Niestety, pomimo wielu znanych rozwiązań, jedynie w sferze rozważań akademickich pozostają koncepcje wykorzystania infrastruktury górniczej jako elementów wielkoskalowych systemów magazynowania energii. Taki sposób zaadaptowania nieczynnych kopalń mógłby skutkować:

- wsparciem lokalnej gospodarki w obliczu transformacji przemysłowej i społecznej,
- zagospodarowaniem doświadczonej kadry górniczej i energetycznej w czasie budowy i eksploatacji systemów magazynowania energii,
- zwiększeniem stabilności lokalnego systemu elektroenergetycznego oraz zapewnienie awaryjnego źródła zasilania dla infrastruktury krytycznej oraz przemysłu zlokalizowanego na terenie Górnego Śląska i Zagłębia.

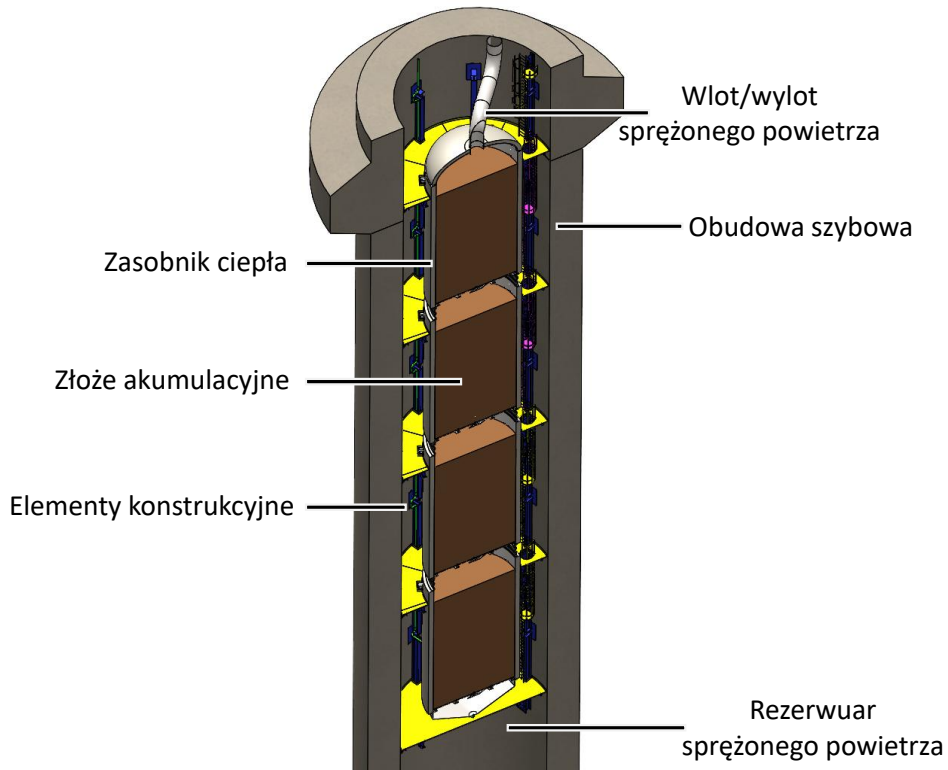
Wśród proponowanych układów energetycznych mających wykorzystać poeksploatacyjną infrastrukturę górniczą dominują systemy magazynowania energii w sprężonym powietrzu (CAES) [13], [14], [15], [16], [17] oraz elektrownie szczytowo-pompowe [18], [19], [20], [21].



---

Rozwiązania te bazują na przystosowaniu podziemnych wyrobisk i szybów górniczych do roli rezerwuarów sprężonego gazu lub dolnych zbiorników wody. Wskazuje się także na możliwość ponownego wykorzystania istniejącej infrastruktury elektroenergetycznej.

Motywację dla aktywności naukowo-badawczych, których zwieńczeniem jest niniejsza rozprawa doktorska, stanowił rozwój koncepcji wykorzystania poeksploatacyjnej infrastruktury górniczej jako integralnej części wielkoskalowego systemu magazynowania energii zgodnie z europejskim patentem P.3792467 [22]. Wynalazek obejmuje wykorzystanie uszczelnionego szybu górniczego jako rezerwuaru sprężonego gazu na rzecz adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu (A-CAES). Ponadto, w obrębie szybu górniczego zaplanowano umieszczenie cylindrycznego zasobnika ciepła wypełnionego złożem akumulacyjnym, którego przeznaczeniem jest bezprzeponowa wymiana ciepła z przepływającym powietrzem na etapie ładowania i rozładowywania systemu. Na Rysunku 1.1 zaprezentowano wizualizację wykorzystania szybu górniczego wraz z zabudowanym zasobnikiem ciepła.



**Rysunek 1.1** Koncepcja wykorzystania poeksploatacyjnego szybu górniczego jako rezerwuaru sprężonego powietrza w systemie A-CAES

Wdrożenie wielkoskalowych systemów magazynowania energii wykorzystujących infrastrukturę pogórnica w pełni wpisuje się w kluczowe polskie strategie rozwoju gospodarki w zakresie:

- dywersyfikacji źródeł generacji energii elektrycznej oraz rozwoju krajowego potencjału systemów magazynowania energii zwiększających bezpieczeństwo dostaw do odbiorcy końcowego,
- rozwoju wewnętrznego rynku energii poprzez wspieranie niezależności energetycznej regionów cechujących się wysokim wskaźnikiem zaludnienia i energochłonności,
- wspierania procesu sprawiedliwej transformacji regionów o charakterze wydobywczym poprzez dalsze, przemysłowe wykorzystanie likwidowanej infrastruktury górniczej oraz zapewnienie zatrudnienia dla przynajmniej części doświadczonej kadry zarówno z branży

---

górnictwej jak i operatorów oraz pracowników technicznych istniejących, konwencjonalnych jednostek wytwórczych.

## **1.1 Cele i zakres pracy**

Niniejsza rozprawa doktorska koncentruje się na koncepcji układu magazynowania ciepła w złożu porowatym będącego integralną częścią adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu. Do podstawowych zadań badawczych zrealizowanych w ramach rozprawy doktorskiej należą:

- opracowanie i budowa stanowiska laboratoryjnego obejmującego zasobnik ciepła z wypełnieniem skalnym jako akumulatora energii,
- przeprowadzenie kompleksowej kampanii pomiarowej z uwzględnieniem wielowariantowej analizy obejmującej zasobniki o różnej smukłości oraz złoża akumulacyjne o różnej granulacji,
- budowa modelu numerycznego zasobnika ciepła ze złożem porowatym oraz jego walidacja na podstawie danych eksperymentalnych,
- analiza wrażliwości podstawowych wskaźników oceny pracy magazynu ciepła oraz układu magazynowania energii na zmiany wartości podstawowych parametrów charakterystycznych zasobnika i materiału akumulującego,
- optymalizacja cech zasobnika ciepła z wypełnieniem porowatym uwzględniająca rezultaty eksperymentalne i numeryczne w wyborze zmiennych decyzyjnych,
- opracowanie modelu numerycznego adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu przy wykorzystaniu zależności otrzymanych na drodze badań eksperymentalnych i numerycznych,
- ocena potencjału adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu wykorzystującego zasobnik ciepła z materiałem akumulacyjnym w formie złoża porowatego.

W rozdziale drugim skoncentrowano się na omówieniu badań eksperymentalnych trzech geometrii zasobnika ciepła wraz ze szczegółowym uzasadnieniem jego koncepcji oraz doboru materiału

---

akumulacyjnego. Każdy wariant zasobnika ciepła wyróżniał się inną wartością parametru smukłości, dzięki czemu wykazano wpływ tego parametru na charakterystykę eksploatacyjną magazynu ciepła. Wysoka wartość parametru smukłości jednego z badanych zasobników koresponduje z koncepcją budowy pełnoskalowego magazynu ciepła w obrębie szybu górniczego. Ponadto każdy z badanych wariantów geometrycznych zasobnika ciepła został poddany pomiarom przy wykorzystaniu złóż akumulacyjnych charakteryzujących się dwoma różnymi średnicami ekwiwalentnymi elementów.

W rozdziale trzecim zaprezentowano wyniki modelowania numerycznego przy wykorzystaniu oprogramowania numerycznej mechaniki płynów ANSYS Fluent. Przedstawiono szczegółowe informacje na temat procesu walidacji modelu numerycznego, który przeprowadzony został w oparciu o własne wyniki eksperymentalne uzyskane dla wszystkich badanych eksperymentalnie wariantów zasobnika ciepła. W ramach badań numerycznych skupiono się na wykazaniu wpływu podstawowych parametrów systemu magazynowania ciepła (tj. strumienia masowego nośnika ciepła, średnicy ekwiwalentnej materiału akumulacyjnego, długości trwania etapów cyklu działania oraz smukłości zasobnika) na sprawność energetyczną i egzenergetyczną zasobnika i układu magazynowania ciepła.

W rozdziale czwartym przeprowadzono optymalizację konstrukcji w skali laboratoryjnej wykorzystując metodę płaszczyzny odpowiedzi i przyjmując za funkcję celu osiągnięcie maksymalnej sprawności egzenergetycznej zasobnika ciepła. Badania objęły także śledzenie wartości sprawności energetycznej zasobnika, a także sprawności energetycznej i egzenergetycznej układu magazynowania ciepła. W procesie optymalizacji zmianom podlegały kluczowe parametry, tj. strumień masowy powietrza, średnica elementów złoża oraz długość zasobnika przy założeniu jego stałej objętości. Wytypowany wariant optymalny został oceniony pod kątem cyklicznej pracy.

W rozdziale piątym przedstawiono wyniki termodynamicznego modelowania adiabatycznego systemu magazynowania energii

w sprężonym powietrzu z zasobnikiem ciepła ze złożem akumulacyjnym. Porównano wyniki otrzymane na drodze wykorzystania modeli o różnym stopniu dokładności, które bazowały na zależnościach otrzymanych na drodze badań eksperymentalnych i numerycznych.

Rozdział szósty stanowi podsumowanie niniejszej pracy doktorskiej, w którym przedstawiono syntezę rezultatów badań eksperymentalnych i numerycznych. W rozdziale zawarto także rekomendacje w zakresie przyszłych kierunków badań nad zasobnikami ciepła ze złożem akumulacyjnym.

## 1.2 Systemy magazynowania energii

Parlament Europejski i Rada Unii Europejskiej w dyrektywie 2019/944 przedstawiły precyzyjną definicję systemu magazynowania energii [23]. Sporządzona podstawowa klasyfikacja dzieli układy magazynowania na:

- Typ „Power-to-X”, czyli jednokierunkowe systemy przekształcające energię elektryczną w inną formę energii, np. wodór lub syntetyczny gaz ziemny (układy Power-to-Gas), a także ciepło (Power-to-Heat).
- Typ „Power-to-X-to-Power”, czyli dwukierunkowe systemy przekształcające energię elektryczną w inną formę energii, umożliwiające jej magazynowanie, a następnie ponowne przekształcenie w energię elektryczną, np. elektrownie szczytowo-pompowe (PHES), systemy magazynowania energii w sprężonym (CAES) lub ciekłym (LAES) powietrzu czy układy bateryjne (BESS).

Europejskie Stowarzyszenie na rzecz Magazynowania Energii (EASE) w swoim raporcie z 2022 roku szacowało, że zapotrzebowanie na systemy magazynowania w krajach Unii Europejskiej sięgać będzie około 200 GW do roku 2030 i 600 GW do roku 2050 [24]. Intensywny rozwój sektora magazynowania energii obserwowany jest także w Chinach – w 2020 roku całkowita moc tych układów wynosiła 35,6 GW, z czego systemy elektrochemiczne odpowiadały za 3,27 GW [25]. Do 2023 roku uruchomiono kolejne 21,5 GW systemów magazynowania energii, a ponad 95% tej mocy stanowiły układy baterii litowych. Autorzy [25] wskazują,

że w zależności od scenariusza rozwoju chińskiej gospodarki zapotrzebowanie na moc systemów magazynowania energii do 2050 roku może wynosić od 580 GW do 1400 GW.

Podstawę dla realizacji koncepcji układu Power-to-Hydrogen stanowi proces elektrolizy wody obecnie prowadzony przy wykorzystaniu jednego z czterech typów elektrolizera, tj. alkalicznego (AEL), z membraną wymiany protonów (PEM), tlenku stałego (SOE) oraz z membraną wymiany anionów (AEM) [26]. W procesie elektrolizy dochodzi do rozkładu cząsteczek wody na wodór i tlen, który również może być sprzedawany i w rezultacie podnosić efektywność ekonomiczną proponowanych rozwiązań [27]. Wskazuje się, że proces elektrolizy wody może stanowić jedną z kluczowych ścieżek integracji systemów energetycznych z odnawialnymi źródłami energii (tzw. zielony wodór) ze względu na rozwój transportu wodorowego czy możliwość produkcji syntetycznego gazu ziemnego oraz amoniaku [28], [29]. Przykładem jest Fukushima Hydrogen Energy Research Field (FH2R), gdzie eksploatowany jest generator wodoru o mocy 10 MW o wydajności 1200 Nm<sup>3</sup>/h [30], [31]. Układ zasilany jest z pobliskiej farmy fotowoltaicznej o mocy 20 MW [32]. Autorzy [33] eksperymentalnie zbadali funkcjonowanie elektrolizera o mocy 60 kW zasilanego energią elektryczną pochodzącą z paneli fotowoltaicznej oraz farmy wiatrowej. Wykorzystanie komplementarnych, odnawialnych źródeł energii pozwoliło na zwiększenie stopnia wykorzystania elektrolizera. W projekcie aktualizacji KPEiK z sierpnia 2025 roku wskazano, że do 2030 roku w Polsce zapotrzebowanie na wodór produkowany przy wykorzystaniu energii elektrycznej pochodzącej z odnawialnych źródeł może sięgnąć 315 tysięcy ton rocznie.

Wodór może być także wykorzystany jako substrat, wraz z tlenkiem lub dwutlenkiem węgla, do produkcji syntetycznego metanu w procesie metanizacji zgodnie z reakcją Sabatiera [34]. Realizacja tej koncepcji umożliwia integrację odnawialnych źródeł energii z magazynami lub sieciami przesyłowymi gazu ziemnego [35]. Proponowane są także układy Power-to-SNG-to-Power, które obejmują magazynowanie sprężonego, syntetycznego metanu, co jest łatwiejszym procesem technologicznym

w porównaniu do magazynowania wodoru [36], [37]. Proces spalania zmagazynowanego gazu realizowany jest przy sprzyjających warunkach rynkowych, a dwutlenek węgla ze spalin jest odzyskiwany i ponownie kierowany do procesu metanizacji. Sprawność energetyczna omawianej koncepcji systemu jest niska w porównaniu do innych systemów magazynowania energii i wynosi od 16% do 25% w zależności od badanego wariantu [38].

Kolejną grupą systemów magazynowania energii są systemy przekształcające na etapie ładowania energię elektryczną na energię potencjalną. Najpopularniejszymi układami tego typu są elektrownie szczytowo-pompowe, których istotą działania jest magazynowanie wody w dwóch zbiornikach zlokalizowanych na różnych wysokościach. Według raportu Urzędu Regulacji Energetyki [39] w 2024 roku w Polsce w rejestrach Operatorów Systemów Dystrybucyjnych (OSD) funkcjonowało 12 systemów magazynowania energii o sumarycznej mocy 1464,5 MW i pojemności 6462,5 MWh. Za 85% mocy zainstalowanej odpowiadały elektrownie szczytowo-pompowe. Według danych z Chin, moc zainstalowana w elektrowniach szczytowo-pompowych w 2022 roku wyniosła ponad 45 GW, co stanowiło największą wartość na świecie [40]. Wskazywana sprawność energetyczna cyklu elektrowni szczytowo-pompowych wynosi od 65% do 85% [41]. Drugim typem eksploatowanych komercyjnie wielkoskalowych magazynów energii są układy CAES [42]. W ramach cyklu pracy systemu wyróżnia się trzy główne etapy, tj.:

- etap ładowania występujący w okresie nadpodaży energii elektrycznej w systemie elektroenergetycznym – sprężarka spręża powietrze, które następnie kierowane jest do rezerwuaru gazu o wysokim ciśnieniu. W zależności od typu układu CAES ciepło sprężania jest rozpraszane do otoczenia lub magazynowane w zasobniku ciepła (TES). Aktualnie jako rezerwuary sprężonego powietrza stosuje się kawerny solne.
- etap magazynowania planowany jest na okres przed szczytem zapotrzebowania na energię elektryczną ze strony odbiorców końcowych. W tym czasie sprężone powietrze przechowywane jest w rezerwuarze gazu.

- etap rozładowywania występujący w okresie zwiększonego popytu na energię elektryczną – powietrze kierowane jest do komory spalania gdzie uczestniczy w procesie spalania gazu ziemnego, a gorące spaliny kierowane są do ekspandera (układ diabatyczny). W przypadku układu adiabatycznego powietrze kierowane jest do zasobnika ciepła, w którym następuje wzrost jego entalpii przed procesem ekspansji.

Aktualnie eksploatowane układy CAES typu diabatycznego to Elektrownia Huntorf (uruchomiona w 1978 roku), Elektrownia McIntosh (1991 r.) oraz elektrownia w Hubei (2025 r.). Układy adiabatyczne pozostają w fazie pilotażowej i koncepcyjnej. Systemy magazynowania energii w ciekłym powietrzu [43] bazują na zbliżonym do CAES trzyetapowym cyklu działania, w ramach którego powietrze sprężane jest do ciśnienia sięgającego 200/250 barów [44]. W ramach układu LAES wyróżnić można magazyny ciepła oraz chłodu, które wspierając proces skraplania i parowania powietrza pozwalają zwiększyć sprawność magazynowania energii elektrycznej [45]. Układy LAES funkcjonują jako układy pilotażowe i demonstracyjne, np. 2024 roku w Chinach uruchomiono magazyn energii o mocy 1 MW i pojemności 2 MWh [46].

Bateryjne systemy magazynowania energii to ogniwa elektrochemiczne, które bazują na przekształcaniu energii elektrycznej w energię chemiczną (na etapie ładowania). W tej formie jest magazynowana do etapu rozładowywania, w czasie którego następuje odwrócenie kierunku i produkcja energii elektrycznej. Najpopularniejsze typy bateryjnych systemów magazynowania energii to baterie kwasowo-ołowiowe, niklowo-kadmowe oraz litowo-jonowe [47]. Wyniki badań wskazują, że czas aktywacji i osiągnięcia pełnej mocy baterii wynosi mniej niż sekundę, co pozwala na ich wykorzystanie na potrzeby realizacji usług systemowych w zakresie regulacji częstotliwości sieci oraz integracji odnawialnych źródeł energii z siecią dystrybucyjną [48]. Sprawność cyklu baterii, definiowana jako stosunek energii elektrycznej wytworzonej do skonsumowanej, zależna jest od typu akumulatora i szacowana jest na wartości w zakresie od 60% do 95% [49], [50]. W Pillswood w Wielkiej Brytanii od 2023 roku eksploatowany jest układ baterii litowo-jonowych



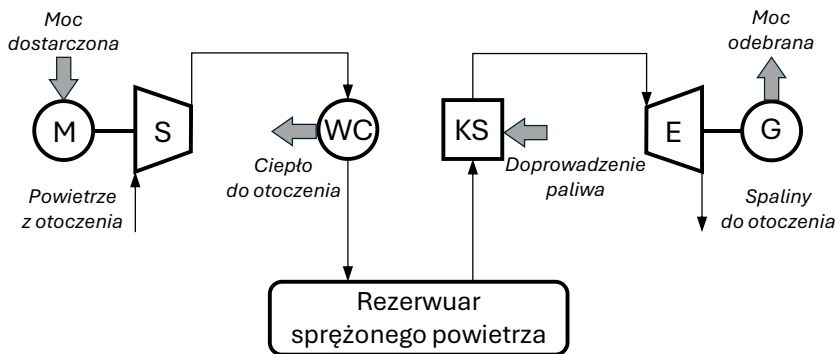
o mocy 98 MW i pojemności 196 MWh [51]. W Minety eksploatowany jest system o łącznej mocy 150 MW i pojemności 150 MWh [52]. Układy bateryjne zyskują także szczególną popularność w zastosowaniach domowych ze względu na spadek ich cen (do wartości około 94,5 \$/kWh w 2024 roku [53], [54]) oraz możliwość zarządzania kierunkiem przepływu energii elektrycznej w systemie net-billingu. Mechanizm ten oparty jest na rozliczeniach według cen energii na Rynku Dnia Następnego (RDN) zależnych od popytu i podaży energii elektrycznej w danym czasie [55]. Według danych przedstawionych w raporcie SolarPower Europe [56] w 2022 roku uruchomiono 6,3 GWh nowych, domowych instalacji magazynowania energii (o mocy mniejszej niż 20 kW), w 2023 roku 12,2 GWh, a w 2024 10,8 GWh. W przypadku instalacji wielkoskalowych, o pojemności powyżej 1000 kWh, we wskazanych latach uruchomiono baterie o sumarycznej pojemności 3,1 GWh, 4,9 GWh i 8,8 GWh.

### **1.3 Systemy magazynowania energii w sprężonym powietrzu**

W obszarze systemów magazynowania energii w sprężonym powietrzu stosowane są dwie podstawowe klasyfikacje tych układów, które oparto o: (a) wybrany rodzaj zarządzania magazynowaniem sprężonego powietrza; (b) wybrany rodzaj zarządzania ciepłem na etapie ładowania i rozładowywania systemu [57]. Posługując się pierwszą z wymienionych klasyfikacji wyróżnić można dwa rodzaje systemów CAES – izobaryczne, w których w rezerwuarze sprężonego powietrza utrzymywane jest stałe ciśnienie sprężanego i rozprężanego gazu oraz izochoryczne, w których objętość tego rezerwuaru jest stała, a zmianom w czasie eksploatacji podlega ciśnienie magazynowanego powietrza [58]. Druga wskazana klasyfikacja pozwala na rozróżnienie kilku podtypów systemów CAES, tj. diabatycznego, adiabatycznego oraz izotermicznego.

Podstawą koncepcji układu diabatycznego układu CAES jest sprężanie powietrza w sprężarce (S) napędzanej przez silnik elektryczny (M) oraz odprowadzenie ciepła sprężania gazu w wymienniku ciepła (WC) do czynnika chłodzącego w czasie etapu ładowania układu. W czasie etapu rozładowywania sprężone powietrze doprowadzane jest

do komory spalania (KS), w której bierze udział jako utleniacz w procesie spalania paliwa – zwyczajowo gazu ziemnego. Spaliny o wysokiej entalpii kierowane są do ekspandera (E), który napędza generator (G) [59]. Diabatyczny CAES jest układem o najwyższym stopniu dojrzałości technologicznej ze względu na wieloletnią eksploatację dwóch wielkoskalowych magazynów energii, tj. Elektrowni Huntorf w Niemczech i Elektrowni McIntosh w Stanach Zjednoczonych. Jednostki te kwalifikowane są także jako izochoryczne ze względu na wykorzystanie kavern solnych jako rezerwuarów sprężonego powietrza. Układy te są obciążone emisją dwutlenku węgla pochodzącą ze spalania gazu ziemnego w czasie etapu rozładowywania [60]. Na Rysunku 1.2 zaprezentowano schemat diabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu.



**Rysunek 1.2** Schemat diabatycznego systemu CAES (D-CAES)

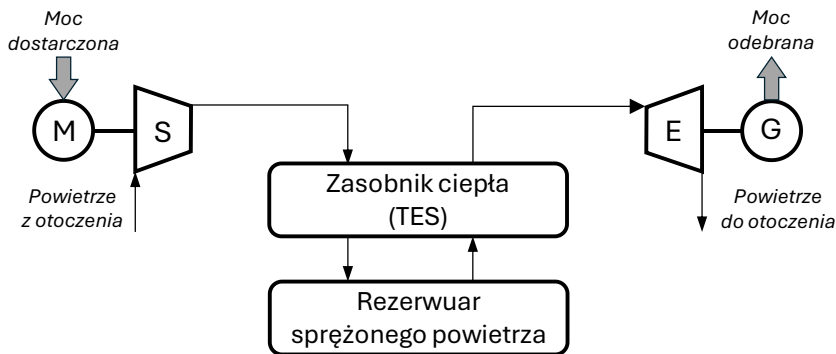
Pierwszym komercyjnie funkcjonującym systemem magazynowania energii w sprężonym powietrzu była uruchomiona w 1978 roku Elektrownia Huntorf w Niemczech. Pierwotnym przeznaczeniem instalacji było pełnienie roli interwencyjnej rezerwy mocy dla oddalonej o około 30 km elektrowni jądrowej Unterweser eksploatowanej w latach 1979 – 2011 [61]. Z czasem układ CAES zaczął być wykorzystywany do kompensowania różnic pomiędzy generacją a zapotrzebowaniem na energię elektryczną w niemieckim systemie elektroenergetycznym w przypadku wyczerpywania się zdolności magazynowych magazynów szczytowo-pompowych. W czasie etapu ładowania powietrze sprężane jest do ciśnienia 7,2 MPa przez

wielostopniową sprężarkę o mocy 68 MW i magazynowane w dwóch kavernach solnych o objętości 140 000 m<sup>3</sup> i 170 000 m<sup>3</sup> o maksymalnych średnicach równych 60 metrów [62], [63]. Kaverny solne położone są na głębokościach od 650 do około 800 metrów poniżej poziomu gruntu [64]. Elektrownia Huntorf klasyfikowana jest jako układ adiabatyczny z uwagi na spalanie gazu ziemnego na etapie rozładowywania. Spaliny kierowane są do zespołu ekspandera, który w roku 2006 został wyposażony na drodze modernizacji w wymiennik regeneracyjny, co skutkowało zwiększeniem jego mocy z 290 MW do 321 MW. Aktualnie system magazynowania energii charakteryzuje się pojemnością na poziomie 642 MWh.

Elektrownia McIntosh w Stanach Zjednoczonych została uruchomiona w 1991 roku [65]. System ten wykorzystuje jedną kavernę solną o objętości około 538 000 m<sup>3</sup> jako rezerwuár sprężonego powietrza, które przed zdeponowaniem sprężane jest przez zespół sprężarki o mocy 49 MW [66]. Maksymalne ciśnienie powietrza osiągnęte w kavernie wynosi 7,4 MPa. W czasie etapu rozładowywania ciśnienie powietrza jest redukowane przed komorą spalania przez zawór dławiący do poziomu około 4,5 MPa, a następnie kierowane do zespołu ekspandera o sumarycznej mocy 110 MW. Elektrownia McIntosh, w odróżnieniu od Elektrowni Huntorf, była już projektowo wyposażona w regeneracyjny wymiennik ciepła, w którym spaliny wylotowe wykorzystywane są do wstępnego podgrzewu powietrza przed komorą spalania, co powoduje wzrost jego temperatury o około 240 K [67]. Etap rozładowywania może być prowadzony przez 24 godziny, co skutkuje pojemnością systemu magazynowania energii na poziomie około 2640 MWh [68].

Adiabatyczny system magazynowania energii w sprężonym powietrzu wprowadza proces magazynowania ciepła wytwarzanego w procesie sprężania w zasobniku ciepła (Thermal Energy Storage – TES). Zasobnik ten bierze udział zarówno w procesie ładowania jak i rozładowywania systemu. W czasie sprężania powietrza realizowana jest wymiana ciepła pomiędzy gazem a czynnikiem akumulacyjnym, którym mogą być ciecze [69], [70], materiały stałe [14], [71] lub

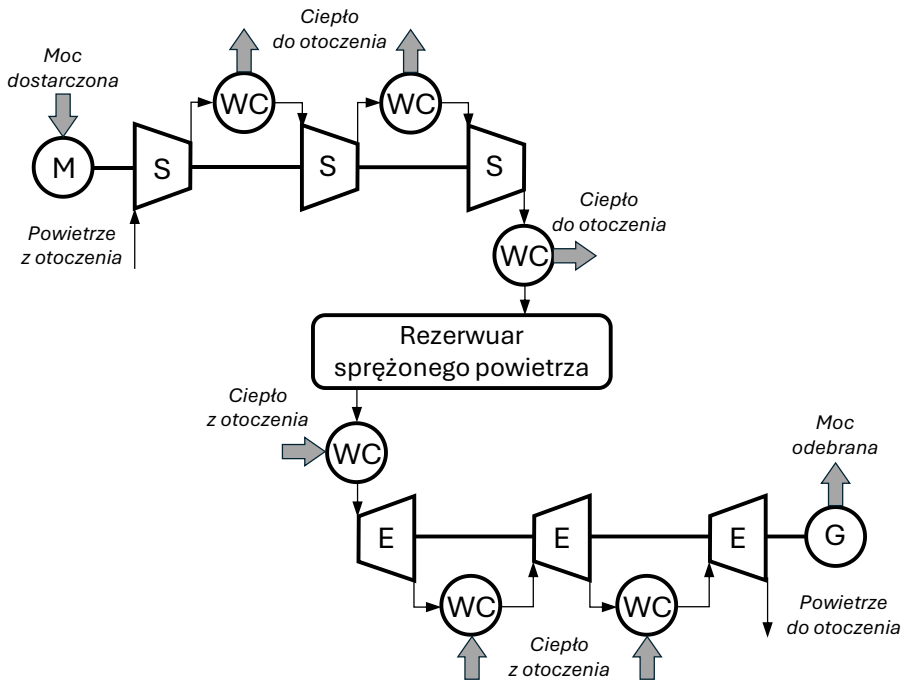
zmiennofazowe [72], [73]. Ciepło sprężania magazynowane jest do momentu rozpoczęcia etapu rozładowywania, w czasie którego zgromadzona energia wykorzystywana jest do zwiększenia entalpii powietrza przed rozprężeniem w ekspanderze. Pierwszym komercyjnym magazynem energii tego typu jest Elektrownia Goderich zrealizowana przez firmę Hydrostor [74], zlokalizowana w Ontario w Kanadzie i eksploatowana od 2019 roku. Według danych przedstawionych przez wykonawcę, osiągana moc w czasie etapu rozładowywania wynosi 1,75 MW, a pojemność systemu szacowana jest na ponad 10 MWh. Sprężane powietrze magazynowane jest w podwodnych zbiornikach osadzonych na głębokości 65 metrów poniżej lustra wody, przez co kwalifikowana jest jako system izobaryczny [75]. Realizacja izobarycznego cyklu magazynowania energii umożliwia eksploatację maszyn przepływowych w ich nominalnych punktach pracy ze względu na zachowanie stałego stosunku ciśnień pomiędzy ich wlotami a wylotami. Najczęściej proponowanym rozwiązaniem jest wykorzystanie kompensacji wodnej opartej o równoważenie sił pochodzących od sprężanego gazu poprzez ciśnienie hydrostatyczne słupa cieczy [76]. Na Rysunku 1.3 zaprezentowano schemat adiabatycznego systemu CAES.



**Rysunek 1.3** Schemat adiabatycznego systemu CAES

Izotermiczny system magazynowania energii w sprężonym powietrzu jest koncepcją, która aktualnie znajduje się w fazie badawczo-demonstracyjnej. Podstawą dla realizacji cyklu działania tego układu jest ścisła kontrola realizacji procesu sprężania i ekspansji gazu w temperaturze gazu bliskiej otoczeniu [77]. Kontrola ta może być prowadzona poprzez

wtrysk wody do sprężarki i ekspandera, co finalnie prowadzi do wzrostu sprawności energetycznej cyklu względem wariantu adiabatycznego [78]. W latach 2013 – 2015 w Stanach Zjednoczonych eksploatowany był demonstracyjny układ I-CAES o mocy 1,5 MW zrealizowany przez SustainX [79]. Na Rysunku 1.4 zaprezentowano schemat izotermicznego systemu CAES.



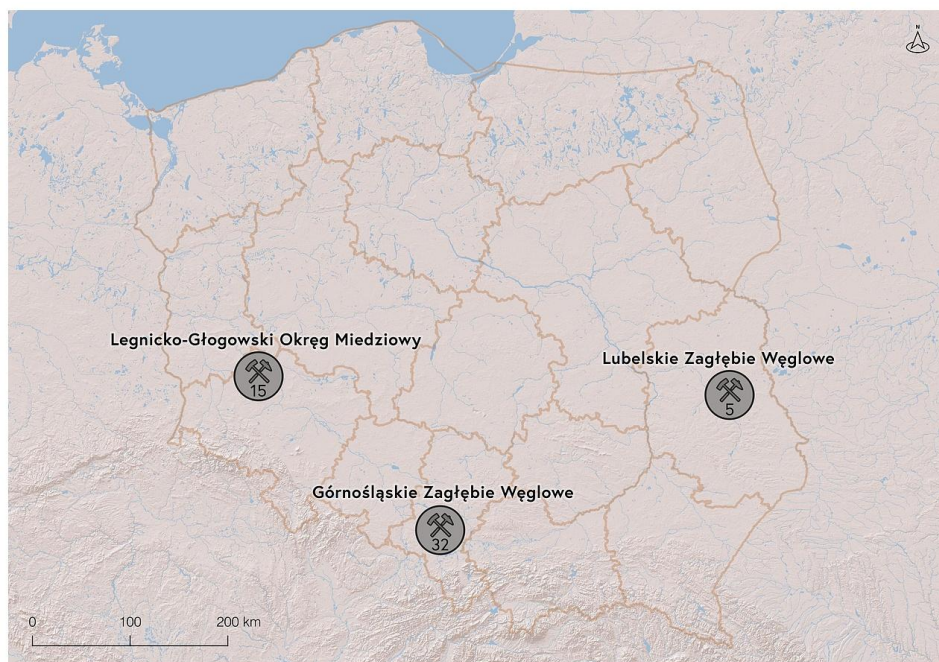
**Rysunek 1.4** Schemat izotermicznego systemu CAES (I-CAES)

Prognozowany wzrost zapotrzebowania na wielkoskalowe systemy magazynowania energii ponownie stymuluje rozwój projektów skupionych na wdrażaniu systemów CAES [80]. Na początku 2025 roku poinformowano o pomyślnym uruchomieniu i synchronizacji z siecią wielkoskalowej elektrowni o pojemności 1500 MWh i mocy zespołu ekspandera na poziomie 300 MW w prowincji Hubei w Chinach [81]. Według udostępnionych informacji układ ten ma wykorzystywać kawernę solną o objętości 700 000 m<sup>3</sup>, a sprawność energetyczna cyklu ma sięgać 70%. Firma Hydrostor ma być odpowiedzialna za realizację dwóch adiabatycznych układów CAES, każdy o mocy 500 MW, w Stanach

Zjednoczonych i Kanadzie oraz o mocy 200 MW w Australii [74]. W Niderlandach planowany jest projekt budowy układu CAES o mocy 320 MW spalającego wodór w trakcie etapu rozładowywania, który pochodzić będzie z układów wytwarzania i magazynowania wodoru zintegrowanych z pobliskimi farmami wiatrowymi [82]. Na początku 2025 roku, według informacji przekazanych przez ENTSO-E, inwestycja była na etapie uzyskiwania stosownych pozwoleń na jej realizację, a jej uruchomienie planowane jest na 2027 rok [83].

W ramach wielkoskalowych układów oraz demonstratorów systemów magazynowania energii w sprężonym powietrzu jako rezerwuary sprężonego powietrza dominują kawerny solne [84]. Wykorzystywanie takich podziemnych zbiorników jest doskonale sprawdzone, a pomiary przeprowadzone po 20 latach eksploatacji Elektrowni Huntorf wskazują, że nie doszło do wyraźnej degradacji ścian kawern [64]. W Polsce kawerny solne wykorzystywane są przede wszystkim w procesie magazynowania paliw – gazu i ropy, a sprzyjające magazynowaniu pokłady tego minerału obejmują niemal 60% powierzchni kraju [85]. Wśród innych potencjalnych przestrzeni magazynowych dla systemów CAES wymienia się poeksploatacyjne wyrobiska górnicze [86], [87], przestrzenie skalne [88] oraz porowate formacje geologiczne [89]. W ramach niniejszej pracy doktorskiej przeanalizowano adiabatyczny system CAES, który wykorzystuje poeksploatacyjny szyb górniczy jako rezerwuár sprężonego powietrza [22]. Realizacja projektu badawczego *Hybrid energy storage system using post-mining infrastructure* obejmowała identyfikację istniejącej infrastruktury górniczej w Polsce, na podstawie której wytypowano 52 czynne lub niezlikwidowane szyby górnicze o wysokim potencjale wykorzystania na potrzeby wielkoskalowego systemu magazynowania energii [90]. Kluczowym kryterium oceny były wymiary geometryczne analizowanych szybów – ich minimalna średnica oraz wysokość pozwalająca na kwalifikację do dalszych badań wynosiły odpowiednio 7,5 metra oraz 800 metrów. Wartości te z jednej strony zapewniały dostateczną objętość rezerwuaru sprężonego powietrza, a także pozwalały na zabudowę zasobnika ciepła o średnicy wewnętrznej równej 5 metrów, co pozwoliło na ograniczenie wartości spadku ciśnienia przepływającego

przez złoże akumulacyjne. Na Rysunku 1.5 wskazano obszary górnicze, na których eksploatowane są wytypowane szyby górnicze.



**Rysunek 1.5** Liczba zidentyfikowanych szybów w podziale na regiony górnicze

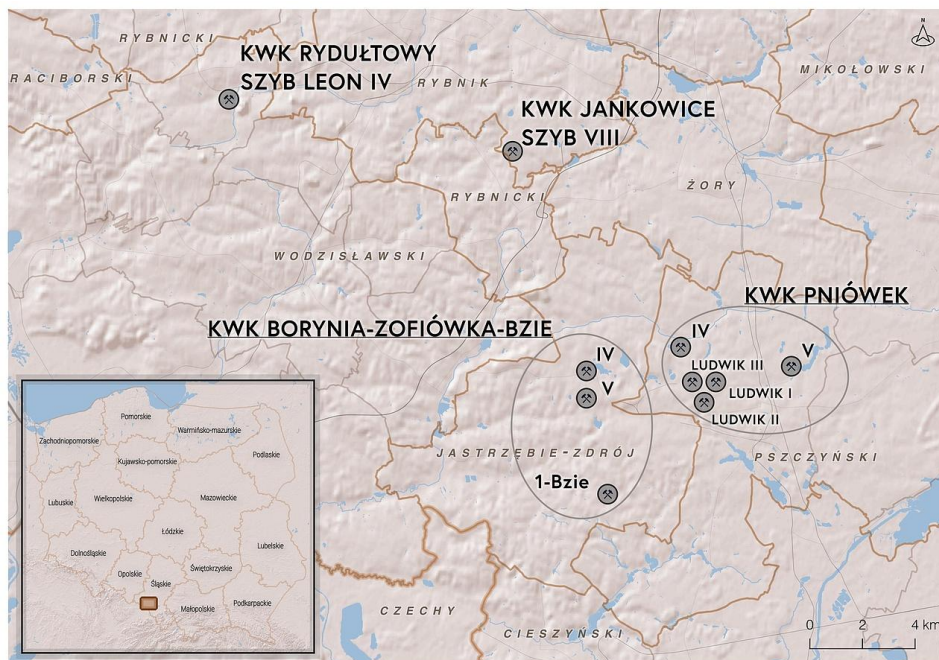
Największa liczba szybów górniczych spełniających minimalne kryteria geometryczne znajduje się na Górnśląskim Zagłębiu Węglowym. Sumarycznie zidentyfikowano 32 szyby przynależących do 16 kopalń zlokalizowanych na obszarze Górnśląsko-Zagłębiowskiej Metropolii, części województwa małopolskiego oraz Rybnickiego Okręgu Węglowego. Najwięcej szybów zidentyfikowano w ramach Kopalni Węgla Kamiennego (KWK) „Budryk” zlokalizowanej w powiecie mikołowskim oraz KWK „Pniówek” w powiecie pszczyńskim – każda ze wskazanych kopalni dysponuje 5 wytypowanymi szybami. W przypadku KWK „Budryk” charakteryzują się one głębokościami od 1005 metrów do 1320 metrów, a każdy z nich posiada średnicę równą 9 metrów, co prowadzi do uzyskania około 364 497 m<sup>3</sup> teoretycznej przestrzeni magazynowej. KWK „Pniówek” dysponuje szybami o głębokościach od 865 metrów do 1039 metrów i średnicy od 7,50 metra do 8 metrów, co gwarantuje około 223 414 m<sup>3</sup> przestrzeni magazynowej. Zgodnie z postanowieniami



[illegible]

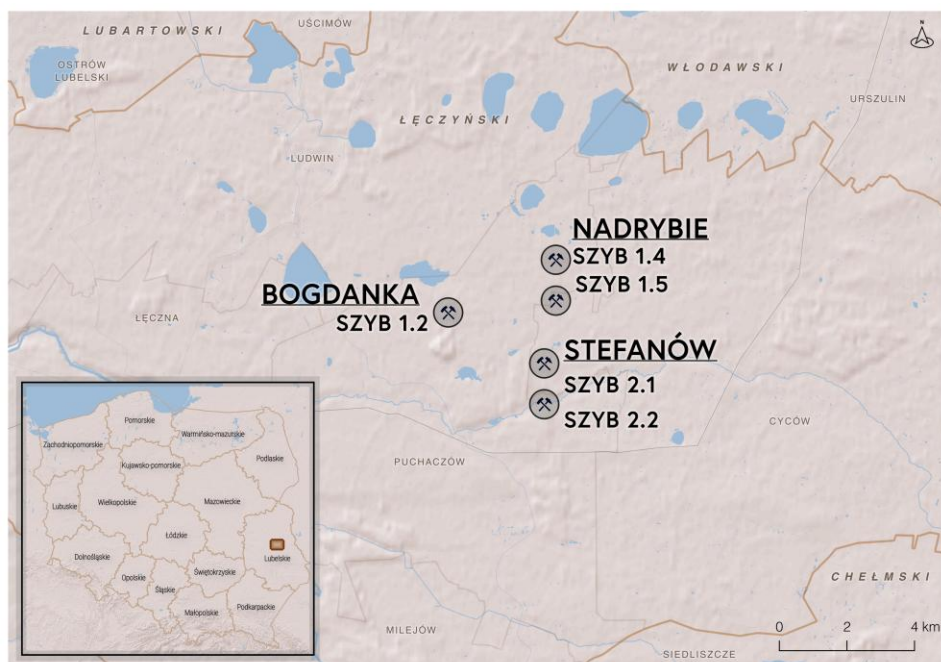
**Rysunek 1.6** Lokalizacje zidentyfikowanych szybów górniczych na obszarze Górnśląsko-Zagłębiowskiej Metropolii oraz części województwa małopolskiego





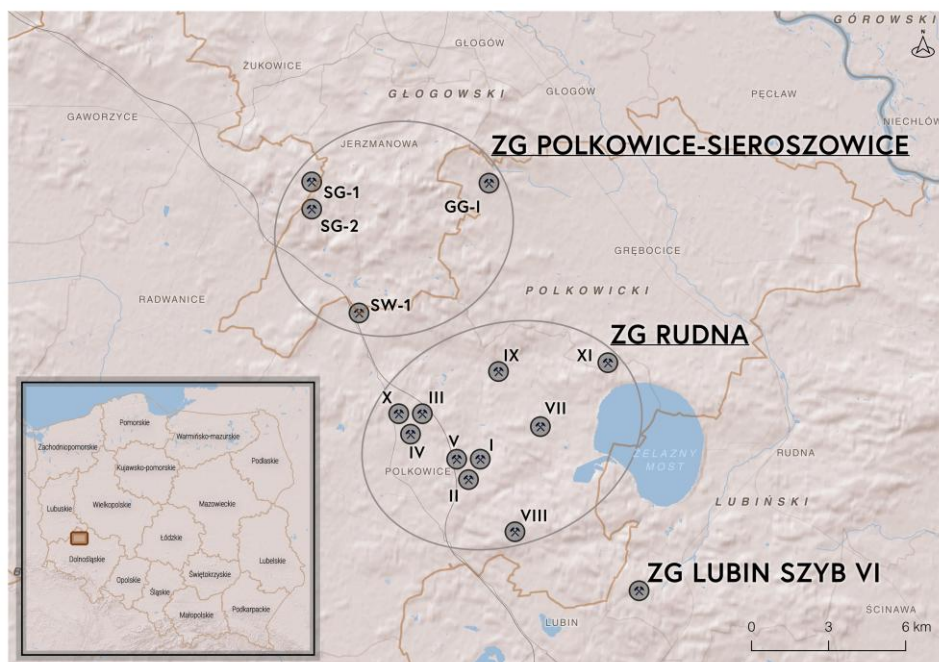
**Rysunek 1.7** Lokalizację zidentyfikowanych szybów górniczych na obszarze Rybnickiego Zagłębia Węglowego

W Lubelskim Zagłębiu Węglowym (LZW) zdefiniowane są trzy pola wydobywcze węgla kamiennego – Bogdanka, Nadrybie oraz Stefanów, które eksploatowane są w ramach spółki Lubelski Węgiel Bogdanka S.A. Pięć zidentyfikowanych szybów górniczych spełniających wymagania konstrukcyjne cechuje się średnicą 7,50 metra oraz głębokością w zakresie od 989 metrów do 1097 metrów. Prowadzi to do uzyskania sumarycznej, szacowanej objętości przestrzeni magazynowej równej 226 700 m<sup>3</sup>. Według Umowy Społecznej [91] kopalnia Bogdanka zakończy eksploatację złóż węgla w 2049 roku. Na Rysunku 1.8 przedstawiono lokalizację wytypowanych szybów górniczych Lubelskiego Zagłębia Węglowego.



**Rysunek 1.8** Lokalizacje zidentyfikowanych szybów górniczych na obszarze Lubelskiego Zagłębia Węglowego

Na obszarze Legnicko-Głogowskiego Okręgu Miedziowego (LGOM) funkcjonują zakłady górnicze eksploatujące złoża miedzi i zarządzane przez KGHM Polska Miedź S.A. Zidentyfikowano łącznie 15 szybów, których cechy geometryczne spełniały wymagania stawiane infrastrukturze górniczej o wysokim potencjale adaptacji na rzecz wielkoskalowego systemu magazynowania energii. W ramach Zakładu Górniczego „Rudna” eksploatowane jest 10 wytypowanych szybów o średnicach równych 7,50 metra oraz głębokościach od 940 metrów do 1241 metrów. Najgłębszym wykorzystywanym szybem górniczym na terenie LGOM jest GG-I o głębokości 1320 metrów. Sumaryczna objętość zidentyfikowanych szybów na obszarze Lubelskiego Zagłębia Węglowego wynosi 704 119 m<sup>3</sup>, a na Rysunku 1.9 przedstawiono ich lokalizacje.



**Rysunek 1.9** Lokalizację zidentyfikowanych szybów górniczych na obszarze Legnicko-Głogowskiego Okręgu Miedziowego

Sumaryczna objętość wytypowanych szybów górniczych w Polsce wyniosła 2 586 752 m<sup>3</sup> przy średniej wartości równej 48 806 m<sup>3</sup>. Dla porównania, Elektrownia Huntorf oraz Elektrownia McIntosh wykorzystują kawerny solne o objętości odpowiednio 310 000 m<sup>3</sup> oraz 538 000 m<sup>3</sup>.

Likwidacja kopalń węgla kamiennego wiąże się także z istotnymi nakładami finansowymi. Jarosz [92] podał, że średni koszt likwidacji kopalni w grupie 21 kopalń zlikwidowanych w latach 1994 – 2006 wyniósł 96,11 milionów złotych. Autor jednocześnie wykazał, że koszt likwidacji szybów stanowi jedynie około 5% całych nakładów finansowych, natomiast za największe udziały odpowiada zabezpieczenie sąsiednich kopalń (15,6%), prace zabezpieczające (16,3%) oraz ogólne koszty zarządu, w tym wydatki socjalne i podatki (16,8%). W raporcie Najwyższej Izby Kontroli nt. likwidacji KWK „Krupiński” prowadzonej w latach 2017 – 2022 podano, że całkowite nakłady finansowe poniesione przez Skarb Państwa na pokrycie tego procesu mogą wynieść 542 miliony złotych

(uwzględniając koszt rekultywacji) [93]. Według wykazanej struktury wydatków likwidacja szybów odpowiadała za 32 miliony złotych, a największym obciążeniem finansowym był proces utrzymania obiektów przeznaczonych do likwidacji oraz zabezpieczenie sąsiednich kopalń (153 miliony złotych). Na tej podstawie można stwierdzić, że przekształcenie kopalni w system magazynowania energii nadal będzie wiązać się ze znacznymi nakładami finansowymi na m.in. likwidację wyrobisk czy prace zabezpieczające. Teoretyczne koszty uniknięte (tj. całkowitej likwidacji szybów) mogą zostać zastąpione przez prace przygotowujące strukturę szybów do pracy w środowisku sprężonego powietrza.

Koncepcja wykorzystania poeksploatacyjnej infrastruktury kopalnianej jako elementów infrastruktury adiabatycznego systemu CAES nie jest jedyną proponowaną ścieżką ich energetycznego zagospodarowania. W angielskim mieście Gateshead wykonano odwierty w celu wykorzystania wody o temperaturze do 15 °C ze zlikwidowanych, zalanych kopalń jako dolne źródło dla pomp ciepła o mocy 6 MW współpracujących z lokalnym systemem ciepłowniczym [94], [95]. Wykorzystanie ciepła górotworu na rzecz ogrzewania miejskiego wdrażane jest także w niemieckim Bochum, gdzie z dwóch odwiertów na głębokość 340 metrów i 820 metrów pobierana jest woda o temperaturze około 28 °C [96]. Planuje się wdrożenie układu magazynowania ciepła w górotworze, który ma zostać zintegrowany z odnawialnymi źródłami energii, celem zapobiegania jego nadmiernemu wychładzaniu w okresach pracy na rzecz systemu ciepłowniczego. W ramach działalności Zakładu Górniczego Sobieski w Jaworznie, w celu pokrycia potrzeb własnych, eksploatowana jest pompa ciepła o mocy 420 kW zasilana wodą z kopalni z głębokości 500 metrów [97]. Barzantny wraz z zespołem [98] w ramach projektu LIFE22-CET-SET\_HEAT przeanalizowali potencjał wykorzystania niskotemperaturowego ciepła z kopalni KWK Sośnica w procesie dekarbonizacji gliwickiego systemu ciepłowniczego. Wskazali oni, że produkcja ciepła na drodze wykorzystania wód podziemnych oraz powietrza wentylacyjnego znacząco zmniejsza koszt środowiskowy produkcji ciepła na rzecz systemu miejskiego.

Schmidt z zespołem [99] badali możliwość wykorzystania szybów i chodników kopalnianych jako rezerwuarów sprężonego powietrza na potrzeby układu CAES. Według przedstawionych wyników symulacji, obejmujących 10 000 cykli ładowania i rozładowywania systemu, możliwe jest stosowanie ciśnienia magazynowanego powietrza równego 10 MPa. Wiązać się to będzie z jednorazowym przemieszczeniem górotworu o maksymalnie 12,1 mm odnotowanym w czasie pierwszego cyklu działania, co zostało zakwalifikowane jako wartość bezpieczna. Menéndez z zespołem [86] zaprezentowali wyniki badań numerycznych nad adiabatycznym systemem CAES, dla którego rezerwuarem sprężonego powietrza były odpowiednio uszczelnione chodniki kopalniane. Zaobserwowali oni nieznaczny wzrost temperatury obudowy betonowej chodnika w czasie etapu ładowania systemu, jednakże zmiany temperatury górotworu były pomijalne, co pozwala na utrzymanie wytrzymałości materiałów na siły ściskające pochodzące od sprężonego powietrza. Infrastruktura górnicza proponowana jest także jako część systemu magazynowania energii w sprężonym dwutlenku węgla [100], [101]. Xue z zespołem [18] zidentyfikowali kluczowe wyzwania stojące przed implementacją elektrowni szczytowo-pompowej wykorzystującej chodniki kopalniane. Według przedstawionych danych, liczba zamkniętych kopalń w Chinach do 2030 roku osiągnie liczbę 15 000, co stanowi duży potencjał do ich zagospodarowania jako elementy systemów magazynowania energii. Wśród głównych przeszkód wskazali oni jakość wody, która z czasem może rozpuszczać substancje zawarte w warstwie skalnej i w konsekwencji prowadzić do wzmożonej degradacji urządzeń. Colas i inni [19] wskazali, że wieloletnia eksploatacja elektrowni szczytowo-pompowej mogłaby prowadzić do utraty nośności elementów konstrukcyjnych chodnika górniczego. Ponadto, poeksploatacyjna infrastruktura górnicza proponowana jest także jako miejsce składowania dwutlenku węgla [102], wodoru [103], [104], czy metanu [105].

## 1.4 Układy magazynowania ciepła

Systemy magazynowania ciepła funkcjonować mogą jako elementy większych systemów magazynowania energii, tj. jako integratory układów energetycznych [106], [107], [108] lub jako układy samodzielne [109], [110].

Systemy magazynowania energii mogą wykorzystywać proces magazynowania ciepła w celu zwiększenia efektywności energetycznej cyklu poprzez zagospodarowanie ciepła procesowego (np. w celu wstępnego podgrzewu czynnika na etapie rozładowywania) oraz ograniczenie lub całkowitą eliminację procesów skutkujących emisją gazów cieplarnianych (np. adiabatyczne systemy magazynowania energii w sprężonym powietrzu) [14], [71]. W przypadku integracji układów energetycznych najczęściej spotykane są rozwiązania, których celem jest zwiększenie elastyczności układu podstawowego poprzez możliwość przeniesienia generacji energii elektrycznej lub ciepła do momentu wystąpienia zapotrzebowania ze strony odbiorców [111], [112], [113], [114]. Samodzielne systemy magazynowania ciepła powszechnie funkcjonują jako układy w skali domowej oraz przemysłowej i stosowane są w celu zaspokojenia potrzeb odbiorców na ciepło systemowe oraz ciepłą wodę użytkową [115], [116], [117].

Podstawowa klasyfikacja układów magazynowania ciepła dzieli je z uwagi na reakcję materiału akumulacyjnego na przepływ ciepła, tj.:

- systemy magazynujące ciepło jawne – etapom ładowania oraz rozładowywania systemów towarzyszy zmiana temperatury materiału akumulacyjnego; ze względu na wymaganą pojemność cieplną zasobników preferowane jest magazynowanie ciepła w cieczech lub materiałach stałych,
- systemy magazynujące ciepło utajone – etapom ładowania oraz rozładowywania systemów towarzyszy zmiana stanu skupienia materiału akumulacyjnego, w tym wypadku tzw. PCM (ang. *Phase-Change Materials*); zmiana fazy materiału zachodzi przy jego stałej temperaturze, co umożliwia utrzymywanie w etapach ładowania i rozładowywania systemu stałej i oczekiwanej temperatury procesu wymiany ciepła.

Systemy magazynowania ciepła jawnego oparte o ciecz najczęściej wykorzystują dwuzbiornikowy układ, w którym w jednym ze zbiorników magazynowany jest wychłodzony nośnik ciepła, natomiast w drugim zachowuje on wysoką temperaturę. Dobór odpowiedniej cieczy

podyktowany jest zakresem temperatur, w którym zachowuje ona swój stan skupienia oraz wymaganiami procesowymi identyfikowanymi w ramach systemu magazynowania. Kosman z zespołem zaproponowali układ magazynowania ciepła wykorzystujący stopione sole z przeznaczeniem dla magazynowania ciepła w zakresie temperatur od 300 °C do 545 °C i pracujący na potrzeby zmodernizowanej, konwencjonalnej elektrowni węglowej [112]. Celem koncepcji było zwiększenie elastyczności układu parowego na rzecz pracy w systemie elektroenergetycznym o wysokim udziale OZE. Bartela z zespołem [113] zaproponował wykorzystanie procesu magazynowania ciepła, jako elementu integrującego wyspę jądrową wykorzystującą system reaktorów wysokotemperaturowych z wytwornicą pary, pracującą na potrzeby wyspy turbinowej. Według założeń stopiona sól ( $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$ ) ma funkcjonować w zakresie od 300 °C do 600 °C i w przepływowym wymienniku ciepła bezpośrednio odbierać energię od chłodziwa reaktora. Wykazano, że budowa układu magazynowania ciepła nie przekroczy 8% potencjalnych nakładów finansowych na realizację budowy elektrowni jądrowej, natomiast pozwoli na pracę reaktora pod pełnym obciążeniem, niezależnie od warunków systemowych. Ciecze wysokotemperaturowe powszechnie wykorzystywane są w elektrowniach słonecznych wykorzystujących zjawisko wysokiej koncentracji promieniowania (CSP). Alami z zespołem [118] przedstawili przegląd aktualnego stanu tej technologii. Dwuzbiornikowy system magazynowania ciepła pozwala na pozyskanie ciepła z koncentratorów słonecznych i przekazanie jej do wytwornicy pary na rzecz typowego układu z turbiną parową. Według autorów w 2023 roku na świecie w eksploatacji było 114 elektrowni typu CSP, a zakres temperatury stosowanych cieczy sięgał 600 °C.

Jednozbiornikowe magazyny ciepła wykorzystujące ciecz oparte są o zjawisko termokliny, które charakteryzuje się wewnętrznym gradientem temperatury materiału akumulacyjnego. Ze względu na zmianę gęstości cieczy akumulującej ciepło w zależności od jej temperatury, ma ona tendencję do zachowania najwyższego potencjału temperaturowego w górnej części zbiornika. Badania eksperymentalne koncentrujące się na termoklinowym magazynowaniu ciepła, dążą



do ograniczenia wewnętrznego mieszania się cieczy oraz rozpraszania ciepła skutkującego spadkiem jego egzergii [119]. W austriackim Krems an der Donau eksploatowany jest zasobnik wodny o objętości 50 000 m<sup>3</sup> zintegrowany z pobliską elektrociepłownią oraz systemem ciepłowniczym umożliwiającym kompensację wahań obciążenia jednostki wytwórczej ze względu na zmiany zapotrzebowania na energię elektryczną i ciepło ze strony odbiorców. Ponadto magazyn ciepła pełni funkcję bilansującą austriacki system elektroenergetyczny i może być zasilany energią elektryczną w szczytach generacji OZE [120]. Podobny magazyn ciepła o objętości 42 300 m<sup>3</sup> funkcjonuje w niemieckim Lipsku [121], a także od 2009 roku zasobnik o objętości 30 000 m<sup>3</sup> eksploatowany jest w Elektrociepłowni Siekierki [122]. W 2024 roku PGNiG Termika podpisała umowę na budowę akumulatora ciepła o objętości 61 000 m<sup>3</sup> na terenie Elektrociepłowni Żerań [122]. Szczególnym przypadkiem jednozbiornikowych magazynów ciepła są tzw. stawy słoneczne [123], które wykorzystują energię promieniowania słonecznego magazynowaną w objętości cieczy. Dzięki zachowaniu różnicy w stężeniach soli ciecz o wyższej temperaturze utrzymywana jest w dolnej części zbiornika, a uzyskany gradient pozwala na redukcję strat ciepła do otoczenia na drodze konwekcji naturalnej [124]. Stawy solarne mogą być wykorzystywane jako źródło ciepła do układów bazujących na organicznych cyklu Rankine’a (ORC) [125], [126] oraz jako wsparcie dla miejskich systemów ciepłowniczych [127]. Na potrzeby miejskich systemów ciepłowniczych wykorzystywane są także zbiorniki wodne. Szczególne doświadczenie w tym zakresie wypracowywane jest w Danii, gdzie funkcjonuje kilka wielkoskalowych magazynów ciepła [128]. Spółka Vojens Fjernvarme od 2016 eksploatuje izolowany zasobnik o objętości 200 000 m<sup>3</sup> pozwalający na sezonowe magazynowanie ciepła pozyskiwanego dzięki kolektorom słonecznym o łącznej powierzchni 70 000 m<sup>2</sup> [129]. W Dronninglund wykorzystywany jest zasobnik ciepła o objętości 60 000 m<sup>3</sup> [130], który umożliwia zarówno sezonowe jak i krótkoterminowe magazynowanie ciepła. W Høje Taastrup od 2023 roku funkcjonuje zasobnik o objętości 70 000 m<sup>3</sup>, który w 2024 roku zapewnił 21 109 MWh ciepła na potrzeby lokalnego systemu ciepłowniczego. Maksymalna temperatura magazynowanej wody sięga 90 °C [131], [132].



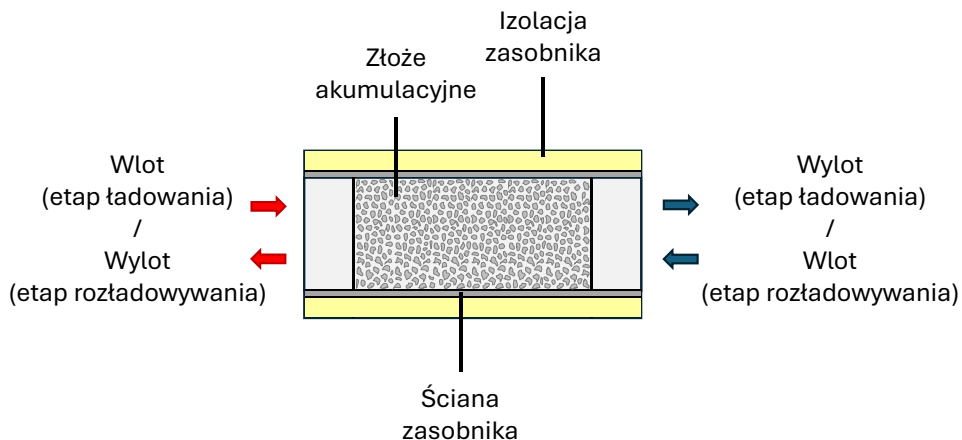
W Gram eksploatowany jest zasobnik ciepła o objętości 122 000 m<sup>3</sup> [133], który zasilany jest ciepłem z kolektorów solarnych o powierzchni 44 800 m<sup>2</sup>. W 2024 roku w Lidzbarku Warmińskim oficjalnie uruchomiono demonstracyjny układ będący efektem realizacji projektu „Ciepłownia przyszłości” finansowanego ze środków Funduszy Europejskich oraz Narodowego Centrum Badań i Rozwoju [134], [135]. System składa się z trójstopniowego magazynu ciepła, na który składa się zbiornik wody o pojemności 100 m<sup>3</sup> (pracujący w temperaturach od 60 °C do 85 °C), niskotemperaturowy magazyn gruntowy (5 °C – 20 °C) oraz wielkoskalowy zasobnik wodny o pojemności 15 000 m<sup>3</sup> (7 °C – 70 °C). Magazyny te współpracują z pompami ciepła, które zasilają pobliskie osiedle mieszkaniowe.

Ciepło jawne magazynowane jest także w zasobnikach wypełnionych materiałem stałym, które oparte są o przeponowy lub bezprzeponowy przepływ ciepła pomiędzy jego nośnikiem a materiałem akumulacyjnym. Ananth i Selvakumar [136] zaprezentowali wyniki badań eksperymentalnych nad piaskowym akumulatorem ciepła wykorzystującym Therminol-66 ogrzewany przez nagrzewnicę elektryczną i przepływający w wewnętrznych rurociągach. Autorzy wykazali, że maksymalna osiągnięta temperatura piasku przy ścianie zaizolowanego zasobnika wyniosła 54,6 °C przy maksymalnej temperaturze wlotowej Therminolu-66 równej 70 °C. Różnica ta wskazuje na jedną z kluczowych barier konstrukcyjnych przeponowych zasobników ciepła z wypełnieniem stałym, tj. spadek maksymalnej temperatury materiału akumulacyjnego wraz z oddaleniem od przegrody przewodzącej ciepło [137]. Tetteh z zespołem [110] zaproponowali wykorzystanie mieszanki piasku i opiłków metalowych w celu zwiększenia przewodności cieplnej akumulatora ciepła. Autorzy na podstawie wyników eksperymentalnych i numerycznych zaobserwowali, że przy udziale aluminium w mieszance akumulującej energię na poziomie 20% intensywność przyrostu temperatury w punkcie pomiarowym jest 1,70 razy szybsza niż w przypadku wykorzystania czystego piasku. Z drugiej strony autorzy wskazali, że wykorzystanie domieszki aluminium znacząco zwiększa koszt budowy potencjalnego, wielkoskalowego magazynu ciepła. Firma Polar Night Energy [138]

---

przemysłowo wdrożyła koncepcję magazynowania ciepła w materiale stałym – w 2025 w fińskim Pornainen uruchomiono zasobnik o mocy 1 MW i pojemności 100 MWh, który współpracuje z lokalną siecią ciepłowniczą pozwalając na całkowite wyłączenie z eksploatacji kotła zasilanego olejem opałowym. Magazyn zasilany jest ciepłem generowanym z energii elektrycznej, co pozwala na wykorzystanie go jako integratora lokalnych odnawialnych źródeł energii z fińskim systemem elektroenergetycznym. W 2022 roku Polar Night Energy wdrożyła swój pierwszy zasobnik o mocy 200 kW i pojemności 8 MWh w fiński mieście Kankaanpää, który również współpracuje z siecią ciepłowniczą.

Bezprzeponowe magazyny ciepła jawnego z wypełnieniem stałym działają na zasadzie bezpośredniego kontaktu złoża akumulacyjnego z nośnikiem ciepła. Rozwiązanie to pozwala na równomierną wymianę ciepła w objętości zasobnika, a spadek potencjału temperaturowego magazynowanej energii ograniczany jest do zjawisk mikroskopowych zachodzących wewnątrz elementów złoża. Przepływ medium przez złoża akumulacyjne wiąże się jednak ze spadkiem jego ciśnienia, co znacząco zwiększa konsumpcję energii przez pompy lub sprężarki. Najczęściej proponowanymi materiałami, z których formuje się złoża akumulacyjne, są kruszone skały takie jak kwarcyt, granit, bazalt [139], [140], [141]. Jest to efekt ich szerokiej dostępności, potwierdzonej odporności na wysokie temperatury ( $>300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) oraz niska cena jednostkowa. Wykorzystywane są także materiały ceramiczne cechujące się możliwością pracy w bardzo wysokich temperaturach ( $>1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Na Rysunku 1.10 przedstawiono koncepcję zasobnika ciepła ze złożem akumulacyjnym i bezpośrednią wymianą ciepła pomiędzy złożem a nośnikiem ciepła.



**Rysunek 1.10** Koncepcja bezprzeponowego zasobnika ciepła ze złoże akumulacyjnym. Kolor czerwony – wysoka temperatura nośnika ciepła; Kolor niebieski – niska temperatura nośnika ciepła.

Zasobniki ciepła ze stałym złoże akumulacyjnym aktualnie nie są wdrażane w komercyjnych, wielkoskalowych układach energetycznych, a ich koncepcje ograniczają się do badań eksperymentalnych w skali demonstracyjnej. Zunft z zespołem [142], [143] w latach 2010 – 2012 oraz 2013 – 2017 prowadził prace badawcze nad wdrożeniem technologii A-CAES w ramach projektu ADELE, którego głównym celem była identyfikacja potencjału systemu magazynowania energii wykorzystującego kawerny solne jako rezerwuary sprężonego powietrza. Autorzy szacowali, że pojemność energetyczna systemu mogła wynosić od 1 do 2 GWh przy mocy ekspandera powietrza równej 260 MW. Kluczowym elementem badanego systemu były naziemne zasobniki ciepła, które ze względu na różnice ciśnień pomiędzy powietrzem przez nie przepływającym na etapach ładowania oraz rozładowywania a otoczeniem musiałyby zostać wykonane w technologii betonu sprężanego. Aspekt ten, w połączeniu z zastosowaniem ceramicznego materiału akumulacyjnego funkcjonującego w temperaturze do 600 °C, spowodował, że projekt zakończono ze względu na potrzebę poniesienia wysokich nakładów inwestycyjnych, co skutkowałoby niesprzyjającymi warunkami ekonomicznymi dla całej inwestycji [144]. W 2019 roku w niemieckim Hamburgu Siemens Gamesa uruchomił demonstracyjny system magazynowania ciepła w materiale skalnym, który zasilany jest energią

elektryczną w okresach jej nadpodaży w systemie elektroenergetycznym. Magazyn o objętości 800 m<sup>3</sup> ogrzewany jest maksymalnie temperatury do równej 750 °C [145]. W czasie etapu rozładowywania zmagazynowane ciepło przekazywane jest do obiegu parowego, w ramach którego eksploatowana jest konwencjonalna turbina napędzająca generator. W czasie jednego cyklu system magazynowania energii może wyprodukować 30 MWh energii elektrycznej. W ramach projektu RESLAG badano koncepcję wielkoskalowego zasobnika ciepła wypełnionego żużlem, co wspierało założenia gospodarki obiegu zamkniętego i ponowne wykorzystanie materiałów odpadowych z procesów hutniczych [146]. Proponowany zasobnik ciepła miał magazynować energię na potrzeby układu CSP umożliwiając również zagospodarowanie ciepła odpadowego z innych procesów przemysłowych. Trevisan z zespołem [147] przedstawili badania nad własną konstrukcją zasobnika TES z ceramicznym złożem akumulacyjnym w formie kulek o średnicy 6 mm, w którym nośnikiem ciepła było powietrze o maksymalnej temperaturze wlotowej równej 700 °C. Magazyn ciepła, dedykowany układom CSP, wyróżniał się radialnym kierunkiem przepływu nośnika ciepła. Ortega-Fernandez w ramach projektu ORC-Plus badał zasobnik ciepła ze złożem akumulacyjnym na potrzeby małych układów CSP o mocy do 5 MW [148]. Magazyn ciepła, według koncepcji, miał charakteryzować się objętością 165 m<sup>3</sup> i pojemnością cieplną na poziomie 16,6 MWh przy wykorzystaniu magnetytu jako materiału akumulacyjnego. Japońska firma IHI Corporation [149] eksploatuje zasobnik ciepła w skali demonstracyjnej, który magazynuje ciepło ze spalin silnika gazowego o mocy 4 MW, których temperatura sięga 360 °C. W trybie rozładowywania magazynowane ciepło wykorzystywane jest na pokrycie potrzeb własnych zakładu energetycznego. Materiałem akumulacyjnym na etapie testów systemu było kruszywo o średnicy do 28,2 mm oraz stalowe kulki o średnicy 11 mm. Na Uniwersytecie w Bayreuth w Niemczech w ramach projektu ORCTES [150], [151] od 2015 roku badany był zasobnik ciepła w skali demonstracyjnej. Magazyn ciepła ładowany był gorącym powietrzem, do którego podgrzania do temperatury 600 °C wykorzystywane było ciepło odpadowe z procesów przemysłowych. Pojemność cieplna zasobnika została oszacowana

na 1,8 MWh przy wykorzystaniu piasku krzemionkowego o średnicy cząstek 2 mm. Magazynowane ciepło kierowane było do układu ORC wytwarzającego energię elektryczną ze średnią mocą 78 kW.

W ostatnich latach nastąpił znaczny rozwój technik magazynowania ciepła w materiałach zmiennofazowych. Najczęściej stosowanymi układami są te bazujące na przemianie ciała stałe - ciecz, a zakres stosowalności temperaturowej materiałów PCM wyznacza temperatura topnienia oraz maksymalna temperatura, powyżej której materiał ulega rozkładowi. Dla magazynowania ciepła powyżej 120 °C składnikami PCM są głównie sole nieorganiczne. Wykorzystywane są dwu- i trójskładnikowe eutektyczne mieszaniny soli, których temperatura topnienia jest niższa od wartości charakterystycznych dla ich poszczególnych składników. Wśród komercyjnie stosowanych materiałów zmiennofazowych wskazuje się głównie Solar Salt (60%  $\text{NaNO}_3$ , 40%  $\text{KNO}_3$ ) o temperaturze topnienia około 223 °C [152], HITEC (40%  $\text{NaNO}_2$ , 7%  $\text{NaNO}_3$ , 53%  $\text{KNO}_3$ ) o temperaturze topnienia około 142 °C [153] i HITEC XL (45%  $\text{KNO}_3$ , 7%  $\text{NaNO}_2$ , 48%  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ ) o temperaturze topnienia około 131 °C [154]. Jednym z kluczowych celów badań eksperymentalnych jest poprawa warunków przepływu ciepła pomiędzy nośnikiem energii a materiałem akumulacyjnym. Ze względu na stosunkowo niski współczynnik przewodzenia ciepła (np. w fazie ciekłej 0,55 W/(m·K) dla Solar Salt, 0,48 W/(m·K) dla HITEC oraz 0,52 W/(m·K) dla HITEC XL [155]) oraz konwekcję naturalną w objętości PCM obserwowane są nieciągłości w przemianie fazowej materiału, co w efekcie ogranicza potencjał akumulacyjny zasobników ciepła [156]. Zhang z zespołem [157] przedstawili koncepcję konstrukcji trójrurowego wymiennika typu „rura w rurze” w którym nośnik ciepła przepływał zarówno w pierścieniu zewnętrznym jak i w kanale wewnętrznym. W pierścieniu pośrednim, w którym znajdował się materiał zmiennofazowy, umieszczono żebra o wielowariantowym układzie. Ponadto, do materiału akumulacyjnego, którym była parafina, dodano nanocząsteczki tlenku glinu w celu zwiększenia przewodności cieplnej mieszaniny. Przedstawione wyniki wskazywały, że zastosowanie wewnętrznych żeber pozwala skrócić czas krzepnięcia materiału

akumulacyjnego nawet o 80%, niemniej skutkuje też koniecznością zwiększenia objętości zasobnika ciepła. Safari z zespołem [158] przedstawili wyniki badań eksperymentalnych nad wpływem kształtów żeber na intensywność wymiany ciepła pomiędzy ścianą zasobnika z materiałem akumulacyjnym oraz szybkość przemiany fazowej. Wykorzystanym materiałem PCM był kwas laurynowy o temperaturze topnienia około 45 °C. W czasie eksperymentów woda, będąca nośnikiem ciepła, o temperaturze w zakresie 55 °C – 70 °C tłoczona była przez wewnętrzne kanały w zasobniku. Badacze wykazali, że żebra prostokątne pozwalają na skrócenie czasu topnienia materiału zmiennofazowego o 8,3% względem żeber o kształcie szpilkowym. Podkreślili jednak, że objętość żeber szpilkowych była aż o 71% mniejsza od żeber prostokątnych, co wydatnie wpływa na wymaganą objętość magazynu ciepła.

Jedną z realizowanych koncepcji zasobników opartych o materiały zmiennofazowe jest wykorzystanie procesu enkapsulacji PCM w materiale stałym i formowanie złożeń akumulacyjnego lub stosowanie kapsulek jako domieszki do innych materiałów, np. budowlanych [159]. Proponuje się aby kapsułki wykonywane były z polimerów, ceramiki lub metali [160], a dobór odpowiedniego materiału determinowany jest przede wszystkim maksymalną temperaturą występującą w czasie wymiany ciepła. Głównym zidentyfikowanym problemem tej technologii jest rozszerzalność materiału akumulacyjnego w czasie procesu topnienia, co może prowadzić do zniekształceń lub kruszenia powierzchni kapsułki, a w konsekwencji wycieku materiału PCM [161]. Shao z zespołem [162] zaproponowali wykorzystanie złożeń akumulacyjnego z enkapsulowanym materiałem zmiennofazowym jako magazynu chłodu na rzecz układu przemysłowego. Prace badawcze skoncentrowano na koncepcji tzw. kaskadowego złoża, która polega na wydzieleniu stref w objętości zasobnika, w których umieszcza się materiały akumulacyjne o różnych parametrach termofizycznych. Autorzy eksperymentalnie i numerycznie wykazali, na podstawie analizy wielowariantowej obejmującej różne udziały objętościowe materiałów zmiennofazowych, że zasobnik o kaskadowym złożu cechuje się wyższą wartością sprawności egzergetycznej cyklu

---

w porównaniu do zasobników wypełnionych tylko jednym materiałem akumulacyjnym. Rahi i inni zaproponowali [163] dodanie kapsulek z PCM do betonu, z którego wykonywane są płyty dachowe. Wyniki ich badań wskazały na zwiększenie właściwości izolacyjnych przegrody i dłuższe utrzymanie temperatury w pomieszczeniu wyższej o około 2 K w okresie zimowym względem przypadku referencyjnego bez domieszki materiału akumulacyjnego. Niemniej, Arinaitwe wraz z zespołem [164] zwrócili uwagę na palność części proponowanych materiałów zmiennofazowych, co znacząco obniża klasę odporności ogniowej materiałów budowlanych z domieszką PCM. W ramach projektu NewHeatIntegrated [165] zainicjowano opracowanie dwumodułowego magazynu ciepła, który współpracować ma zarówno z domowym systemem ogrzewania jak i układem przygotowania ciepłej wody użytkowej. Układy demonstracyjne zostały uruchomione w Niemczech, Czechach oraz Finlandii. Chaiyat [166] przedstawił koncepcję systemu klimatyzacji z PCM (Rubitherm20 o temperaturze topnienia równej 22 °C) w formie złoża akumulacyjnego sformowanego z kapsulek. Badania eksperymentalne wskazały, że magazyn umożliwia redukcję zapotrzebowania na energię elektryczną klimatyzacji na poziomie 3,09 kWh/dzień, co stanowiło 9% zapotrzebowania układu referencyjnego bez złoża PCM.





## 2. Badania eksperymentalne

Opracowanie koncepcji stanowiska laboratoryjnego zostało poprzedzone szerokim przeglądem dotychczasowych badań eksperymentalnych z zakresu magazynowania ciepła i/lub chłodu w cylindrycznych zasobnikach wypełnionych złożem porowatym. Realizacja budowy zasobnika ciepła w obrębie szybu górniczego determinowałaby konieczność eksploatacji szczególnie smukłego zasobnika, którego przekrój poprzeczny zostałby ograniczony przez średnicę szybu górniczego oraz konieczność zapewnienia dostępów serwisowych (Rysunek 1.1). Osiągnięcie wymaganej objętości materiału akumulacyjnego niezbędnego do magazynowania ciepła sprężania gazu byłoby zatem możliwe jedynie poprzez zwiększenie wysokości zasobnika ciepła. Przedstawione w Tabeli 2.1, dotychczasowe badania eksperymentalne usystematyzowano biorąc pod uwagę podstawowe wymiary geometryczne zasobników (tj. wysokość  $H_{TES}$  i średnicę wewnętrzną  $D_{TES}$ ), a także wynikający z nich bezwymiarowy parametr smukłości zasobnika  $\varphi_{TES}$ , definiowany jako:

$$\varphi_{TES} = \frac{H_{TES}}{D_{TES}}. \quad (2.1)$$

Ponadto w ramach przeglądu literaturowego wzięto pod uwagę wskaźnik  $\delta_{TES}$ , stanowiący bezwymiarowy stosunek średnic badanych eksperymentalnie zasobników ciepła  $D_{TES}$  do przyjętych średnic elementów materiału akumulacyjnego  $D_p$ :

$$\delta_{TES} = \frac{D_{TES}}{D_p}. \quad (2.2)$$

W Tabeli 2.1 przedstawiono podsumowanie przeprowadzonego przeglądu literaturowego.

**Tabela 2.1** Przegląd wybranych badań eksperymentalnych skupionych na zasobnikach ciepła wypełnionych złożem porowatym

| Źródło              | Rok publikacji | $H_{TES}$ , m | $D_{TES}$ , m | $\varphi_{TES}$ , - | $\delta_{TES}$ , - |
|---------------------|----------------|---------------|---------------|---------------------|--------------------|
| [167]               | 1991           | 1,20          | 0,15          | 8,0                 | b.d.               |
| [168]               | 2014           | 0,62          | 0,40          | 1,6                 | 21                 |
| [169]               | 2014           | 0,50          | 0,50          | 1,0                 | 55                 |
| [170], [171]        | 2014           | 3,00          | 1,00          | 3,0                 | 33 – 333           |
| [172], [173]        | 2014,<br>2020  | 1,90          | 1,70          | 1,2                 | 34                 |
| [174], [175], [176] | 2015,<br>2016  | 1,80          | 0,58          | 3,1                 | 72                 |
| [177]               | 2016           | 1,80          | 0,40          | 4,5                 | 10                 |
| [178]               | 2017           | 0,15          | 0,06          | 2,5                 | 21                 |
| [179], [180]        | 2017,<br>2019  | 2,50          | 0,70          | 3,6                 | 28                 |
| [181]               | 2019           | 0,25          | 0,07          | 3,6                 | 7                  |
| [182]               | 2020           | 0,75          | 0,60          | 1,3                 | 10                 |
| [183]               | 2023           | 3,12          | 0,80          | 3,9                 | 80                 |
| [184]               | 2023           | 2,39          | 1,10          | 2,2                 | 110                |
| [185]               | 2024           | 5,32          | 1,00          | 5,3                 | 50 – 125           |
| [186]               | 2024           | 0,85          | 0,32          | 2,7                 | 10                 |
| [187]               | 2025           | 1,30          | 0,207         | 6,28                | 10 – 34            |

Publikacje dot. badań przeprowadzonych na tym samym stanowisku badawczym zostały zebrane w jednym wierszu; b.d. – brak danych.

Kothari i inni [185] opublikowali wyniki badań eksperymentalnych nad pionowym, cylindrycznym zasobnikiem ciepła z wypełnieniem akumulacyjnym w formie złoża skalnego. Złoże porowate, do którego sformowania wykorzystano kamienie magnetytowe o średnicy od 8 mm do 20 mm, całkowicie wypełniało zasobnik o wysokości 5,32 m i średnicy wewnętrznej 1 m. Nośnikiem ciepła wykorzystanym w czasie eksperymentów było powietrze, które ogrzewano w nagrzewnicy elektrycznej do maksymalnie 530 °C. Głównym celem części eksperymentalnej było uzyskanie charakterystyk zmiany temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania i rozładowywania zasobnika, które następnie zostały wykorzystane w procesie walidacji modelu numerycznego wykonanego w oprogramowaniu numerycznej mechaniki płynów ANSYS Fluent. Autorzy zbadali, między innymi, wpływ długości fazy magazynowania ciepła na przebieg temperatury powietrza w czasie rozładowywania zasobnika. Wykazali oni, że wraz z wydłużeniem

czasu trwania fazy magazynowania spada sprawność egzergetyczna cyklu magazynowania energii. Spadek sprawności egzergetycznej wynika zarówno ze strat ciepła do otoczenia jak i procesu naturalnego rozpraszania energii wewnątrz złoża akumulacyjnego, co w konsekwencji prowadzi do spadku maksymalnej temperatury nośnika ciepła możliwej do uzyskania na etapie rozładowywania magazynu.

Cascetta i inni [175] przedstawili wyniki badań eksperymentalnych i numerycznych, których obiektem był zasobnik ciepła o wysokości 1,80 m i średnicy 0,58 m. Materiałem akumulacyjnym był tlenek glinu sformowany w spiekane kulki o średnicy około 8 mm, zaś maksymalna temperatura powietrza na wlocie do zasobnika wynosiła 300 °C. Wyniki badań uzyskano dla strumienia masowego powietrza o wartości 0,2 kg/s, który był utrzymywany na stałym poziomie zarówno podczas etapu ładowania jak i rozładowywania. Autorzy wykazali, że jednowymiarowy rozkład temperatury materiału akumulacyjnego, uzyskiwany na drodze pomiarów wzdłuż osi symetrii zasobnika, nie jest wystarczający do precyzyjnych obliczeń sprawności energetycznych poszczególnych faz jego działania. Wskazali oni, że uwzględnienie rozkładu temperatury w kierunku promieniowym jest kluczowe dla możliwości obliczenia stopnia naładowania i sprawności zasobnika ciepła [176].

Zunft wraz z zespołem [172] przedstawił wyniki projektu HOTSPOT, którego jednym z efektów był demonstrator wysokociśnieniowego zasobnika ciepła działającego w zakresie ciśnień od 1,1 do 11 barów na potrzeby systemu CSP. Wysokość złoża akumulacyjnego w cylindrycznym zasobniku wynosiła 1,9 m, jego średnica 1,7 m, a maksymalny możliwy przepływ powietrza wynosił 720 kg/h. Maksymalna temperatura powietrza wlotowego mieściła się w zakresie od 600 °C do 800 °C. Wraz z rozwojem projektu badawczego proponowane były różne materiały akumulacyjne, między innymi kruszywo bazaltowe, ceramiczne kulki oraz ogniotrwale cegły szachownicowe. Najnowsze badania zespołu [173] koncentrują się na wykorzystaniu żużla odpadowego o średniej wielkości cząstek równej 35 mm oraz żużla spiekanego formowanego w elipsoidalne elementy o wymiarach 37 x 27 x 18 mm. Rezultaty badań wskazały, że testowane

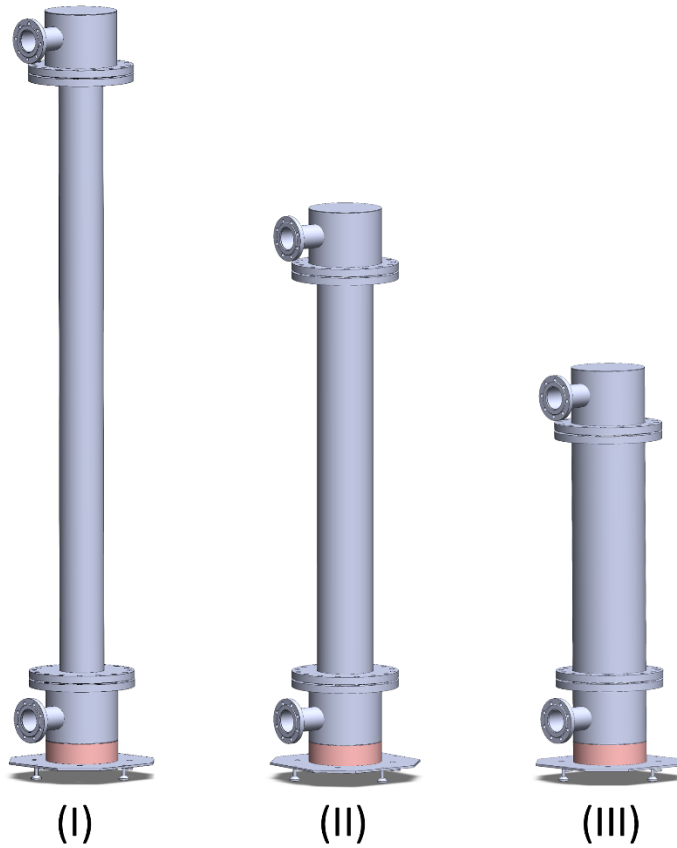
---

materiały są rekomendowane do procesów wymiany i magazynowania ciepła, a szybkie zmiany temperatur materiału akumulacyjnego nie powodowały jego degradacji w badanym okresie.

W oparciu o przegląd literaturowy, obejmujący źródła zestawione w Tabeli 2.1, zdefiniowano lukę badawczą w zakresie badania procesów wymiany i magazynowania ciepła przy wykorzystaniu zasobników o wartości parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  przekraczającej 8,0. Ponadto wykazano, że dotychczasowe badania skupiały się na badaniu procesów ciepłno-przepływowych w oparciu o jedną geometrię zasobnika ciepła, a analizę porównawczą realizowano jedynie w zakresie wykorzystanych materiałów akumulacyjnych. Przedstawione w Tabeli 2.1 publikacje prezentują wyniki badań, które koncentrowały się przede wszystkim na identyfikacji oraz pomiarach podstawowych parametrów towarzyszących eksploatacji zasobnika ciepła z wypełnieniem porowatym, tj. wartościach spadków ciśnienia gazu przepływającego przez zasobniki oraz zmianach temperatury materiału akumulacyjnego w wyznaczonych punktach pomiarowych.

Zdefiniowana luka badawcza została przyjęta jako podstawa opracowania planu badań eksperymentalnych. Zaplanowano, że pomiary przeprowadzone będą z wykorzystaniem trzech geometrii zasobnika ciepła o różnej wartości parametru smukłości  $\varphi_{TES}$ , ale o tej samej objętości zasobnika równej 0,1 m<sup>3</sup>. Celem badań eksperymentalnych było wykazanie wpływu smukłości zasobnika  $\varphi_{TES}$  oraz średnicy ekwiwalentnej elementów złoża akumulacyjnego  $D_{pe}$  na podstawowe parametry operacyjne układu. Ponadto, pomiary stanowiły podstawę dla procesu walidacji modelu numerycznego.

Wizualizację zaprojektowanych i badanych w ramach niniejszej rozprawy doktorskiej geometrii zasobnika ciepła przedstawiono na Rysunku 2.1.



**Rysunek 2.1** Wizualizacja eksperymentalnie badanych geometrii zasobnika ciepła

W Tabeli 2.2 przedstawiono podsumowanie parametrów charakterystycznych opracowanych zasobników ciepła.

**Tabela 2.2** Wartości parametrów charakterystycznych badanych eksperymentalnie zasobników ciepła

| Wariant     | $H_{TES}$ , m | $D_{TES}$ , m | $\varphi_{TES}$ , ° |
|-------------|---------------|---------------|---------------------|
| Wariant I   | 3,00          | 0,213         | 14,08               |
| Wariant II  | 1,90          | 0,267         | 7,11                |
| Wariant III | 1,10          | 0,359         | 3,06                |

Jak wykazano w Tabeli 2.2, Wariant I zasobnika charakteryzuje się najwyższą wartością parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  spośród dotychczas badanych instalacji skupionych na procesach magazynowania energii z wykorzystaniem złóż akumulacyjnych (Tabela 2.1). Wariant II zasobnika

ciepła cechuje się wartością parametru smukłości równą 7,11, co oznacza, że tylko jedno dotychczas opublikowane i zidentyfikowane badanie koncentrowało się na zasobniku o wyższej smukłości [167]. Wariant III charakteryzuje się smukłością typową dla dotychczas badanych eksperymentalnie zasobników ciepła.

## 2.1 Selekcja materiału akumulacyjnego

Wybór materiału akumulacyjnego w formie złoza porowatego na stanowisku laboratoryjnym został dokonany na drodze wstępnej analizy kryterialnej. Przeprowadzono szeroki przegląd literaturowy dotychczasowych badań, szczególnie eksperymentalnych, z zakresu magazynowania ciepła z wykorzystaniem złóż akumulacyjnych. Materiały stale proponowane dla akumulacji ciepła zostały ocenione w ramach następujących kryteriów:

**Kryterium temperaturowe (K1):** Potwierdzona stosowalność w wysokich temperaturach – kryterium kluczowe z perspektywy procesów wymiany i magazynowania ciepła. Maksymalne temperatury powietrza występujące w czasie badań eksperymentalnych zostały określone jako nieprzekraczające 110 °C ze względu na ograniczenia technologiczne. Badania eksperymentalne mają jednak stanowić podstawę do dalszych badań numerycznych i analitycznych, co wymaga utylitarnego podejścia na etapie wyboru odpowiedniego materiału akumulacyjnego ze względu na konieczność modelowania procesów magazynowania ciepła przy temperaturach sięgających 500 °C. W ramach tego kryterium wzięto także pod uwagę temperaturę topnienia materiału, jednakże nie jest to czynnik decydujący ze względu na możliwe przemiany strukturalne zachodzące poniżej tej temperatury, które potencjalnie mogą dyskwalifikować dany materiał jako akumulator ciepła. Parametr ten został wzięty pod uwagę jako pomocniczy w przypadku, gdy dwa lub więcej materiałów charakteryzowałoby się tą samą maksymalną temperaturą stosowalności.

**Kryterium parametrów termofizycznych (K2):** W ramach tego kryterium ocenione zostały podstawowe parametry termofizyczne materiałów akumulacyjnych, takie jak: pojemność cieplna właściwa, współczynnik przewodzenia ciepła, gęstość. Wybrany materiał

akumulacyjny powinien cechować się stosunkowo wysoką pojemnością cieplną właściwą oraz gęstością, co skutkować będzie wysoką wartością objętościowej pojemności cieplnej właściwej (Kryterium 2.1). Należy pamiętać, że magazynowanie ciepła z wykorzystaniem złoża akumulacyjnego zwiększa wymaganą objętość zasobnika o przestrzenie puste pomiędzy elementami złoża, co finalnie prowadzi do posługiwania się wartością gęstości nasypowej. W niniejszej analizie preferowana jest także stosunkowo niska wartość współczynnika przewodzenia ciepła materiału akumulacyjnego (Kryterium 2.2) ze względu na wykorzystanie elementów złoża o średnicy nieprzekraczającej 30 mm. Wynika to z potwierdzonej zależności, że dla złóż o takiej charakterystyce gradient temperatury wewnątrz pojedynczego elementu jest pomijalny. Wzrost wartości współczynnika przewodzenia ciepła przyczynia się do wzrostu intensywności wewnętrznego rozpraszania się ciepła w objętości zasobnika, co w konsekwencji prowadzi do spadku sprawności egzergetycznej cyklu magazynowania energii [188].

**Kryterium ekonomiczne (K3):** Potencjalny materiał akumulacyjny powinien cechować się szeroką dostępnością w dużych ilościach oraz niską ceną. W ramach badań eksperymentalnych zaplanowano badanie dwóch różnych granulacji w zasobnikach o objętości około  $0,1 \text{ m}^3$ . Potencjalny system wielkoskalowy wyposażony będzie w zasobnik ciepła o zdecydowanie większej objętości – w przypadku systemu ADELE planowano zasobnik ciepła o objętości około  $22\,000 \text{ m}^3$  [142]. W przypadku wstępnych kalkulacji dla adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu z wykorzystaniem szybu kopalnianego, zasobnik ciepła powinien charakteryzować się objętością około  $1400 \text{ m}^3$  [189]. Tak duże wymagane objętości zasobników powodują, że cena materiału akumulacyjnego może stanowić istotną część nakładów inwestycyjnych, co w konsekwencji przekładać się będzie na opłacalność przedsięwzięcia.

Potencjalne materiały akumulacyjne zostały ocenione w ramach każdego zdefiniowanego kryterium według skali punktowej od 1 do 5. Wartość „5” przyznawana była materiałowi, który cechował się najbardziej korzystną charakterystyką w ramach danego kryterium zgodnie

z przedstawionymi oczekiwaniami. Odpowiednio wartość „1” nadawana była materiałowi, który cechował się najmniej odpowiednimi charakterystykami spośród badanych opcji. Końcowa ocena jest średnią arytmetyczną z ocen otrzymanych przez każdy materiał akumulacyjny w czterech kategoriach zdefiniowanych w ramach trzech kryteriów.

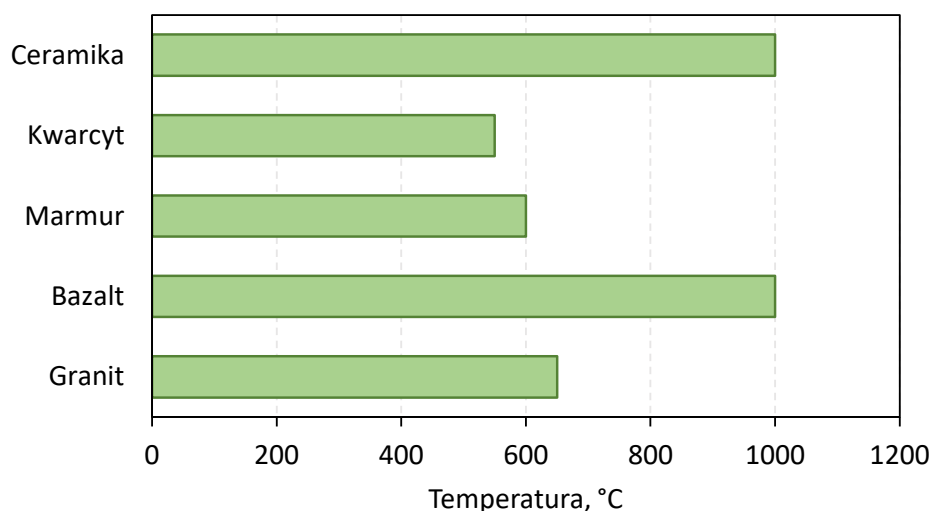
W ramach wstępnej analizy kryterialnej oceniono pięć materiałów, które w literaturze wskazywane są jako możliwe do wykorzystania w procesie magazynowania ciepła jawnego:

- materiały ceramiczne z dużym udziałem  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (Ceramika) [175], [176], [190], [191], [192],
- kwarcyt [139], [141], [193], [194], [195], [196],
- marmur [197], [198], [198], [199], [200],
- bazalt [141], [197], [201], [202], [203],
- granit [201], [204], [205], [206], [207], [208].

Ograniczono się do pięciu najczęściej występujących literaturowo materiałów, gdyż, jak wykazali Tiskatine i inni [197], wiele materiałów skalnych charakteryzuje się podobnymi parametrami termofizycznymi. Ponadto wiele z nich dotychczas nie zostało zbadanych pod kątem systemów magazynowania ciepła, również ze względu na ich ograniczoną dostępność. Należy mieć na uwadze, że dla oceny materiałów wykorzystane zostały wartości parametrów, jakie uzyskano w oparciu o badania konkretnych próbek materiałów akumulacyjnych. Struktura złóż porowatych, zwłaszcza o pochodzeniu naturalnym, może cechować się różnorodnością. Wyniki analiz niewielkiej liczby próbek mogą nie w pełni odzwierciedlać właściwości zasobników ciepła stosowanych w wielkoskalowych systemach magazynowania. Wszystkie podane wartości parametrów zostały uzyskane dla referencyjnej temperatury otoczenia, która wynosiła 20 °C lub 25 °C, w zależności od założeń w ramach konkretnych badań.

Na Rysunku 2.2 zaprezentowano eksperymentalnie potwierdzoną stosowalność poszczególnych materiałów akumulacyjnych w zakresie maksymalnej temperatury magazynowania ciepła.





**Rysunek 2.2** Maksymalny zakres stosowalności temperaturowej wybranych materiałów akumulacyjnych w badaniach eksperymentalnych

Jak wskazano na Rysunku 2.2, zarówno materiały ceramiczne jak i skały bazaltowe zostały zbadane do temperatury 1000 °C w systemach o cyklicznym charakterze działania. Należy jednak pamiętać, że weryfikacja w ramach badań eksperymentalnych nie wyznacza potencjalnej granicy stosowalności danego materiału. Według danych przedstawionych przez Kharego i innych [209] temperatura topnienia materiału akumulacyjnego o udziale  $\text{Al}_2\text{O}_3 > 99\%$  wynosi ponad 2000 °C. Dla porównania, Bouvry i inni [203] podali, że temperatura topnienia skał bazaltowych wynosi około 1200 °C i zależna jest od miejsca wydobycia próbek. Ze względu na wyższą temperaturę topnienia ceramiki bazującej na  $\text{Al}_2\text{O}_3$  zdecydowano, że nadana jej zostanie ocena „5” w ramach Kryterium 1, natomiast bazalt otrzyma ocenę „4”.

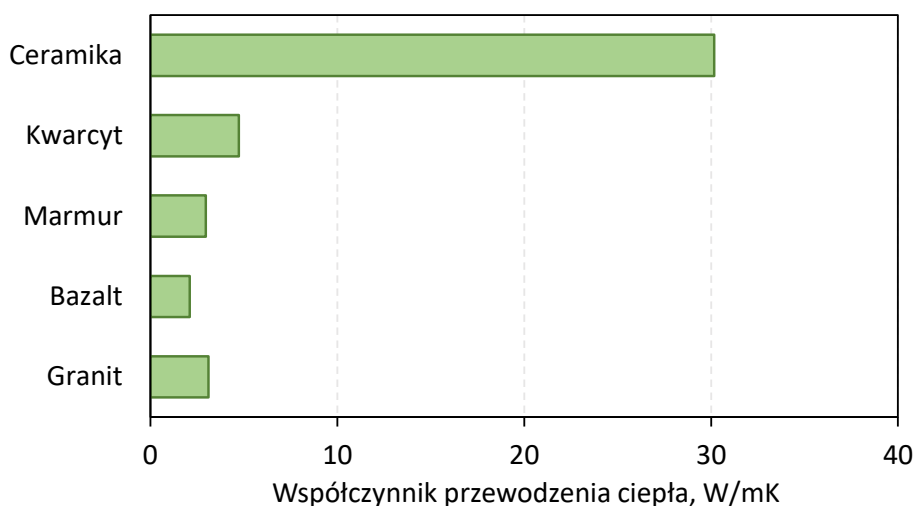
Na Rysunku 2.3 przedstawiono średnią objętościową pojemność cieplną właściwą uzyskaną dla każdego z rozpatrywanych materiałów akumulacyjnych.



**Rysunek 2.3** Średnia objętościowa pojemność cieplna właściwa wybranych materiałów akumulacyjnych

Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literaturowego stwierdzono, że najwyższą objętościową pojemnością cieplną właściwą charakteryzują się materiały ceramiczne, co jest efektem przede wszystkim wysokiej gęstości wynoszącej  $3854 \text{ kg/m}^3$ . Dla porównania, gęstość bazaltu, charakteryzującego się objętościową pojemnością właściwą równą  $2,49 \text{ MJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ , wynosi  $2783 \text{ kg/m}^3$ . Bazalt cechuje się jednak najwyższą pojemnością cieplną właściwą wynoszącą średnio  $910 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  przy najniższej wartości uzyskanej dla kwarcytu równej  $767 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ . Kwarcyt jest także materiałem o najniższej gęstości równej  $2568 \text{ kg/m}^3$ . W ramach kategorii K2.1 materiały ceramiczne otrzymały notę „5”, a kwarcyt notę najniższą – „1”.

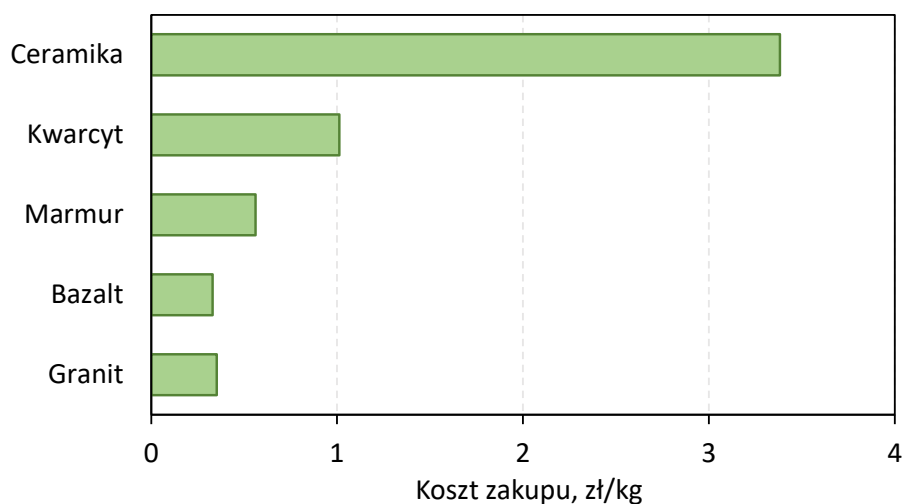
Na Rysunku 2.4 przedstawiono średnią wartość współczynnika przewodzenia ciepła rozpatrywanych materiałów akumulacyjnych w ramach kategorii K2.2.



**Rysunek 2.4** Średni współczynnik przewodzenia ciepła wybranych materiałów akumulacyjnych

Jak wykazano, materiały ceramiczne cechują się stosunkowo wysoką wartością współczynnika przewodzenia ciepła w porównaniu do analizowanych skał naturalnych. Wysoka przewodność cieplna w połączeniu z odpornością na wysokie temperatury powoduje, że materiał o dużym udziale  $\text{Al}_2\text{O}_3$  jest proponowany jako jedna z powłok granulowanego paliwa jądrowego w reaktorach wysokotemperaturowych chłodzonych gazem (HTGR) [210], [211]. W ramach niniejszych badań preferowana jest jednak niska wartość tego współczynnika, co pozwala na ograniczenie strat energii w zasobniku, szczególnie podczas długoterminowego magazynowania ciepła [212], [213]. Na tej podstawie ocena „5” w ramach kategorii K2.2 została przyznana bazaltowi, którego średnia wartość współczynnika przewodzenia ciepła wyniosła  $2,09 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ .

Na Rysunku 2.5 przedstawiono średnią cenę brutto materiałów akumulacyjnych w ramach kryterium K3 [214], [215], [216].



**Rysunek 2.5** Średnia cena wybranych materiałów akumulacyjnych

Jak wykazano, materiały ceramiczne o wysokim udziale  $\text{Al}_2\text{O}_3$  są najdroższe spośród badanych materiałów i ich cena sięga 3,38 zł/kg. Ich wysoka cena wynika przede wszystkim z konieczności wykonania zamówienia zgodnie z wymaganiami przedstawionymi przez zamawiającego, np. w zakresie średnicy formowanych elementów. Cena materiału wzrasta ze względu na konieczność przeprowadzenia procesu spiekania w wysokiej temperaturze (powyżej 1480 °C) [217]. Pozostałe rozpatrywane materiały akumulacyjne są szeroko dostępnymi skałami naturalnymi, z których grys bazaltowy odznacza się najniższą ceną rynkową. Materiały skalne dostępne są przede wszystkim w formie kruszyw o nieregularnym kształcie i określonym zakresie granulacji. Bazalt, ze względu na swoją najniższą cenę jednostkową, został oceniony na „5” w ramach kryterium K3.

W Tabeli 2.3 zaprezentowano podsumowanie ocen przyznanych analizowanym materiałom w każdym ze zdefiniowanych kryteriów.

**Tabela 2.3** Wyniki oceny kryterialnej potencjalnych materiałów przeznaczonych do magazynowania ciepła

| Material | K1 | K2.1 | K2.2 | K3 | Ocena końcowa |
|----------|----|------|------|----|---------------|
| Ceramika | 5  | 5    | 1    | 1  | 3             |
| Kwarcyt  | 1  | 1    | 2    | 2  | 1,5           |
| Marmur   | 2  | 3    | 4    | 3  | 3             |
| Bazalt   | 4  | 4    | 5    | 5  | 4,5           |
| Granit   | 3  | 2    | 3    | 4  | 3             |

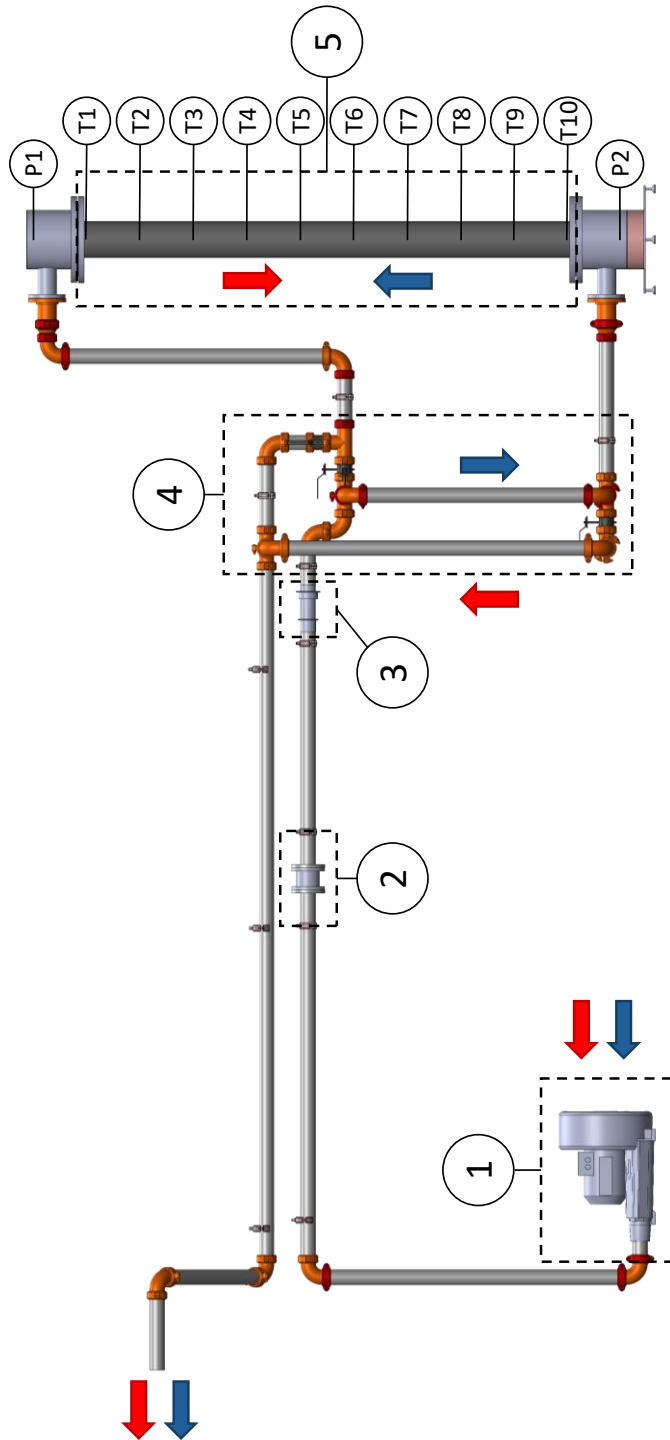
Na podstawie wstępnej analizy kryterialnej zdecydowano, że materiałem akumulacyjnym wykorzystanym w badaniach eksperymentalnych będzie grys bazaltowy. Wybór ten podyktowany był zarówno literaturowym potwierdzeniem stosowności tej skały w systemach magazynowania ciepła, satysfakcjonującymi parametrami termofizycznymi w stosunku do innych analizowanych materiałów oraz jej szeroką dostępnością. Skała ta brana jest pod uwagę także w rozwiązaniach komercyjnych – system magazynowania energii GridScale proponowany przez firmę Stiesdal Storage składa się między innymi z dwóch zasobników z wypełnieniem bazaltowym [218].

## 2.2 Stanowisko eksperymentalne i procedury pomiarowe

W oparciu o przegląd literaturowy oraz analizę kryterialną potencjalnych materiałów akumulacyjnych zaprojektowano i wykonano stanowisko eksperymentalne, którego głównym przeznaczeniem jest przeprowadzenie badań nad procesami wymiany i magazynowania ciepła z wykorzystaniem złóż porowatych. Kluczowym założeniem przy projektowaniu stanowiska była jego modułowość umożliwiająca wymianę zarówno materiału akumulacyjnego jak i stosowanie płaszcza zasobnika o różnych cechach geometrycznych. Stanowisko zostało zaprojektowane oraz zbudowane przez Zespół z Katedry Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej i znajduje się w budynku Hali Maszyn Hydraulicznych Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki. Przebudowa i modernizacja stanowiska została sfinansowana ze środków projektu *Eksperymentalno-numeryczne badanie procesów przepływu i magazynowania ciepła w porowatych materiałach stałych* realizowanego w ramach programu

---

PRELUDIUM Narodowego Centrum Nauki (2023/49/N/ST8/01575).  
Wizualizację stanowiska eksperymentalnego przedstawiono  
na Rysunku 2.6.



**Rysunek 2.6** Wizualizacja stanowiska eksperymentalnego – strzałka czerwona reprezentuje kierunek przepływu powietrza w czasie ładowania zasobnika ciepła; strzałka niebieska reprezentuje kierunek przepływu powietrza w czasie etapu rozładowywania zasobnika ciepła

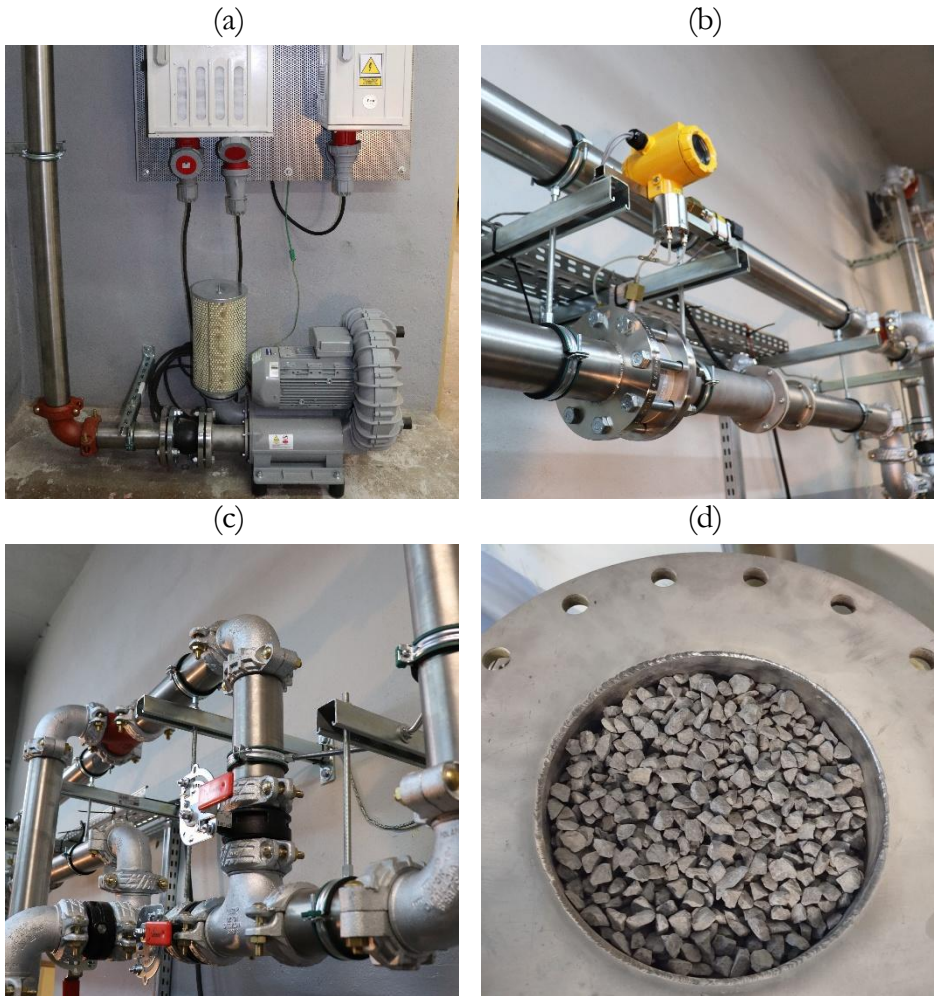
---

Na Rysunku 2.6 oznaczono podstawowe komponenty stanowiska, którymi są:

- 1 – wentylator boczno-kanalowy SC40A 750T o z silnikiem trójfazowym o mocy 7,5 kW dostarczony przez firmę Venture Industries Sp. z o.o. [219]; nominalna prędkość obrotowa wentylatora wynosi 2885 obrotów/minutę, a sterowanie prędkością obrotową odbywa się przy wykorzystaniu falownika SMVector Lenze [220]; wentylator wykorzystywany jest do wymuszenia przepływu powietrza stanowiącego nośnik ciepła na etapie ładowania oraz rozładowywania, przy czym maksymalna wartość przepływu objętościowego powietrza wynosi 650 m<sup>3</sup>/h, a maksymalne nadciśnienie wynosi 39 500 Pa;
- 2 – zwężka pomiarowa szczelinowa Aplisens wykonana ze stali kwasoodpornej 304 o średnicy nominalnej DN80 i maksymalnym ciśnieniu pracy równym 16 bar; nominalny strumień przepływu powietrza wynosi 0,064 kg/s [221];
- 3 – nagrzewnica elektryczna powietrza Leister LE 10000 o mocy 17 kW; minimalny przepływ powietrza zapewniający bezpieczną eksploatację nagrzewnicy wynosi 78 m<sup>3</sup>/h, a maksymalne dopuszczalne nadciśnienie wlotowe do nagrzewnicy wynosi 100 kPa; urządzenie umożliwia podgrzew przepływającego gazu do maksymalnie 650 °C, przy czym potencjał ten nie był w pełni wykorzystywany podczas przeprowadzonych badań [222];
- 4 – układ zaworów motylkowych typu Victaulic Vic-300 MasterSeal o zakresie stosowalności temperaturowej przepływającego czynnika od -34 °C do 110 °C, który wykorzystywany był do sterowania kierunkiem przepływu powietrza przez zasobnik ciepła [223];
- 5 – pionowy zasobnik ciepła w trzech wariantach o różnej smukłości, wykonany z trzech rur ze stali nierdzewnej o średnicach DN200, DN250 i DN350, które wyposażone są w stalowe kołnierze płaskie umożliwiające podłączenie każdej z geometrii do komory wlotowej i wylotowej; zasobnik ciepła wypełniony był w trakcie badań złożem porowatym uformowanym z grysłu bazaltowego.



Na Rysunku 2.7 przedstawiono komponenty stanowiska eksperymentalnego.



**Rysunek 2.7** Komponenty stanowiska laboratoryjnego: (a) dmuchawa wraz z układem zasilania i sterowania; (b) kryza pomiarowa i elektryczna nagrzewnica powietrza; (c) układ zaworów; (d) zasobnik ciepła z wypełnieniem akumulacyjnym – widok od góry bez zainstalowanej komory wlotowej

Pomiar temperatury materiału akumulacyjnego realizowany był przy pomocy dziesięciu rezystancyjnych czujników temperatury typu PT 100 klasy A (oznaczonych na Rysunku 2.6 symbolami T1 – T10) umieszczonych w osi zasobnika [224]. Powszechną praktyką prowadzenia pomiarów w objętości złoża akumulacyjnego jest swobodne

umieszczenie czujników temperatury pomiędzy elementami złoza akumulacyjnego [175], [185], [187]. Jednocześnie przyjmuje się, że czujniki pozostają w równowadze termicznej z materiałem akumulacyjnym w danych punktach pomiarowych. Klein wraz z zespołem [168] przedstawili koncepcję, której głównym założeniem było umieszczenie czujników temperatury wewnątrz pojedynczych ceramicznych elementów złoza. Autorzy nie wskazali jednak zasadniczych różnic w rezultatach uzyskanych na drodze wykorzystanej metody pomiaru, a wyniki stanowiły jedynie podstawę dla walidacji modelu numerycznego. Ma wraz z zespołem [225] zaprezentowali wyniki badań otrzymane na drodze pomiaru temperatury wewnątrz kwarcowych kul o średnicy 30 mm. Termopary typu K zostały umieszczone w otworach głębokich na około 15 mm wewnątrz elementów złoza. Ponownie wyniki eksperymentalne wykorzystane zostały jako podstawa walidacji modelu numerycznego. Należy podkreślić, że w obu przywołanych przypadkach czujniki temperatury zostały zamocowane wewnątrz elementów. W pierwszym wariancie badań eksperymentalnych wykorzystano zaprawę o wysokiej zawartości tlenku glinu, natomiast w drugim – klej o wysokiej odporności na temperaturę. Materiały te również mogły wpłynąć na otrzymywane wyniki pomiarów.

W Tabeli 2.4 zdefiniowano błędy pomiarowe wykorzystane do obliczenia maksymalnej niepewności pomiaru przy wykorzystaniu czujników temperatury typu PT 100 klasy A, co przedstawiono w Załączniku 1 [224].

**Tabela 2.4** Zidentyfikowane błędy i maksymalna niepewność pomiaru temperatury

| Klasyfikacja błędu              | Wartość                                               |
|---------------------------------|-------------------------------------------------------|
| Błąd temperaturowy              | $\pm 0,15 \text{ }^{\circ}\text{C} + 0,002 \cdot T^*$ |
| Błąd przetwarzania sygnału      | $\pm 0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$                    |
| Rozdzielczość pomiaru           | $\pm 0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$                    |
| Maksymalna niepewność pomiarowa | $\pm 0,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$                   |

\*Temperatura w  $^{\circ}\text{C}$

Jednym z kluczowych parametrów operacyjnych systemu wykorzystującego zasobnik ciepła z wypełnieniem porowatym jest wartość spadku ciśnienia gazu przepływającego przez to złoże. Pomiar tej wartości

realizowany jest przy wykorzystaniu przetwornika różnicy ciśnień Aplisens PR-28 o zakresie pomiarowym od 0 do 10 kPa (punkty pomiarowe oznaczono na Rysunku 2.6 symbolami P1 oraz P2). Według karty technicznej urządzenia maksymalna dopuszczalna temperatura mierzonego medium wynosi 120 °C [221]. Podczas prowadzenia badań temperatura ta nie została przekroczona. Obliczenia z zakresu maksymalnej niepewności pomiaru spadku ciśnienia powietrza zaprezentowano w Załączniku 2. W Tabeli 2.5 przedstawiono zidentyfikowane błędy pomiarowe oraz maksymalną niepewność pomiaru wartości spadku ciśnienia powietrza.

**Tabela 2.5** Zidentyfikowane błędy i maksymalna niepewność pomiaru spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła

| Klasyfikacja błędu               | Wartość                                  |
|----------------------------------|------------------------------------------|
| Błąd podstawowy                  | $\pm 0,4\%$                              |
| Błąd temperaturowy               | $\pm 0,4\% / 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Błąd od zmian napięcia zasilania | $\pm 0,005\% / 1\text{ V}$               |
| Histeresa i powtarzalność        | $\pm 0,05\%$                             |
| Maksymalna niepewność pomiarowa  | $\pm 209\text{ Pa}$                      |

Dzięki właściwemu szacowaniu wartości spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez wielkoskalowy zasobnik ciepła w systemie A-CAES możliwy jest dobór maszyn przepływowych o parametrach umożliwiających efektywną eksploatację systemu w czasie ładowania i rozładowywania. Podstawę dla badań stanowi prawo Darcy’ego, które opisuje spadek ciśnienia płynu przepływającego laminarnie przez ośrodek porowaty. Najpopularniejszą metodyką szacowania wartości spadku ciśnienia jest wykorzystanie współczynnika tarcia dla złoza porowatego  $f_{Erg}$  zaproponowanego przez Erguna [226]:

$$f_{Erg} = \frac{\Delta p}{L \cdot \rho_f \cdot v_{\infty}^2} \cdot D_p \cdot \frac{\varepsilon^3}{(1 - \varepsilon)} = \frac{w_1 \cdot (1 - \varepsilon)}{Re_{Erg}} + w_2, \quad (2.3)$$

gdzie  $\varepsilon$  to porowatość złoza skalnego przyjęta jako wartość średnia dla całej jego objętości,  $L$  to długość złoza porowatego,  $v_{\infty}$  to prędkość przepływu powietrza dla pustej rury, a  $\rho_f$  to gęstość powietrza.

Liczba Reynoldsa dla przepływającego powietrza  $Re_{Erg}$ , wykorzystana przez Erguna, definiowana jest jako:

$$Re_{Erg} = \frac{\rho_f \cdot v_\infty \cdot D_p}{\mu_f}, \quad (2.4)$$

gdzie  $\mu_f$  to lepkość dynamiczna powietrza.

W oryginalnej postaci Zal. (2.3) jest właściwa dla złoża sformowanego z elementów sferycznych. Ze względu na badanie złóż akumulacyjnych sformowanych przy pomocy skał kruszonych o nieregularnym kształcie, zdecydowano się na wykorzystanie ekwiwalentnej średnicy elementów  $D_{pe}$ , która uwzględnia miarę podobieństwa kształtu elipsoidy do kuli (Zal. (2.3) i (2.4)). Po przekształceniu Równań (2.3) i (2.4) otrzymuje się następującą korelację na wartość spadku ciśnienia powietrza  $\Delta p$  przypadającą na długość złoża porowatego  $L$ :

$$\frac{|\Delta p|}{L} = \frac{w_1 \cdot \mu_f}{D_{pe}^2} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot v_\infty + \frac{w_2 \cdot \rho_f}{D_{pe}} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3} \cdot v_\infty^2. \quad (2.5)$$

Współczynniki  $w_1$  i  $w_2$  występujące w Zal. (2.3) i (2.4) to współczynniki empiryczne, których wartości podane przez Erguna to odpowiednio 150 i 1,75.

Obszerną analizę dostępnych opracowań na temat spadku ciśnienia płynu przepływającego przez złoża porowate przeprowadził Erdim z zespołem [227]. Przeanalizowali oni 38 korelacji empirycznych uzyskanych dla szerokiego spektrum wartości liczby Reynoldsa płynu oraz kształtu elementów złoża. Podali oni maksymalną wartość liczby Reynoldsa, zdefiniowanej według Równania (2.4), dla której równanie Erguna jest stosowalne. Wynosi ona 700, jednakże korelacja ta nie jest już rekomendowana dla przepływów przekraczających wartość  $Re_{Erg} > 500$ . Ograniczoną stosowalność równania Erguna potwierdzają wyniki badań opublikowane przez Allena i innych [226]. Erdim [227] rekomenduje wykorzystanie równań zaproponowanych przez Carmana [228] oraz

Ozahiego i innych [229], które mogą być wyrażone za pomocą „zmodyfikowanego współczynnika tarcia”, który został zdefiniowany jako:

$$f_m = \frac{\Delta p}{L \cdot \rho_f \cdot v_\infty^2} \cdot D_p = f_{Erg} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3}. \quad (2.6)$$

Równanie na zmodyfikowany współczynnik tarcia  $f_{m1}$ , prowadzące do określenia wartości spadku ciśnienia płynu przepływającego przez złożę, zaproponowane przez Carmana na podstawie badań złóż o sferycznym wypełnieniu, zostało przedstawione w Równaniu (2.7) [228]:

$$f_{m1} = \left( 180 + 2,871 \cdot \left( \frac{Re_{Erg}}{1 - \varepsilon} \right)^{0,9} \right) \cdot \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3 \cdot Re_{Erg}}. \quad (2.7)$$

Stosowalność tego równania została zdefiniowana w granicach  $0,01 < Re_1 < 10\,000$ , gdzie  $Re_1 = \frac{Re_{Erg}}{6 \cdot (1 - \varepsilon)}$ .

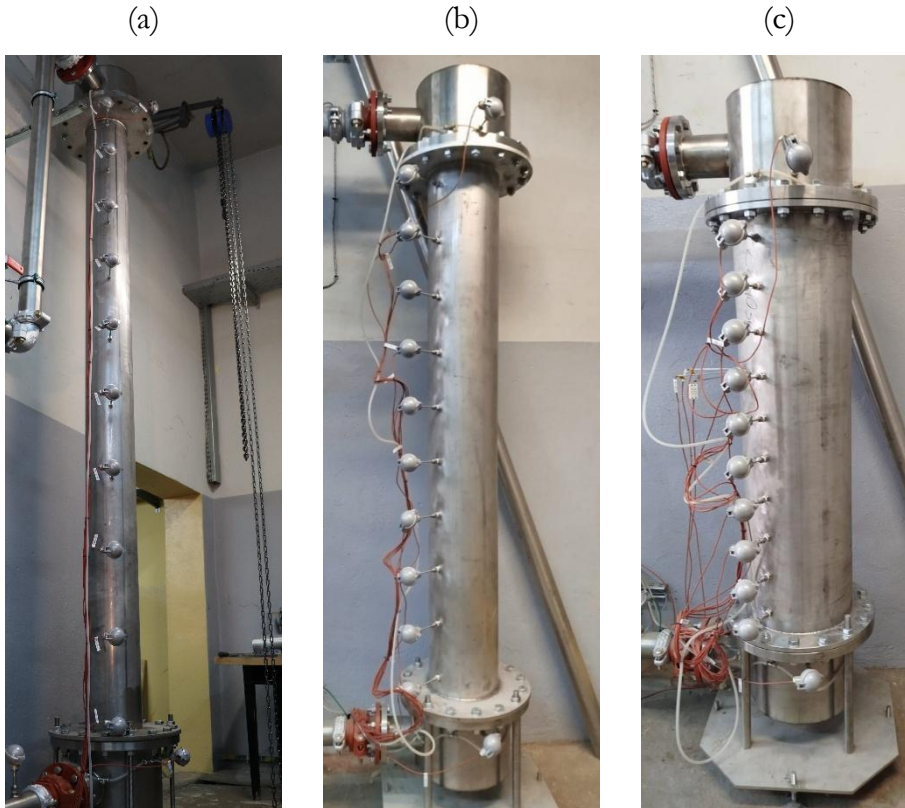
Równanie na zmodyfikowany współczynnik tarcia  $f_{m2}$  zaproponowane przez Ozahiego i innych na podstawie badań złóż porowatych z niekulistymi wypełnieniami jest następujące [229]:

$$f_{m2} = \left( 160 + 1,61 \cdot \frac{Re_{Erg}}{1 - \varepsilon} \right) \cdot \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3 \cdot Re_{Erg}}. \quad (2.8)$$

Stosowalność tego równania została zdefiniowana w granicach  $708 < Re_m < 7772$ , gdzie  $Re_m = \frac{Re_{Erg}}{(1 - \varepsilon)}$ .

W ramach badań eksperymentalnych mierzono spadek ciśnienia powietrza przepływającego przez złożę porowate. Na podstawie pomiarów z wykorzystaniem wszystkich wariantów zasobnika ciepła wyznaczono wpływ jego smukłości  $\varphi_{TES}$  oraz średnicy ekwiwalentnej elementów złoża skalnego  $D_{pe}$  na wartość spadku ciśnienia gazu. W celu weryfikacji wniosków wyniki eksperymentalne porównano z teoretycznymi wartościami determinowanymi na drodze literaturowych korelacji wskazanych w Równaniach (2.3), (2.7) oraz (2.8). Wyniki szczegółowo omówiono w Podrozdziale 2.3.2.

Na Rysunku 2.8 zaprezentowano wszystkie badane warianty eksperymentalnego zasobnika TES, których wymiary geometryczne zaprezentowano w Tabeli 2.2.



**Rysunek 2.8** Stanowisko laboratoryjne z wykorzystaniem zasobnika TES:  
(a) Wariant I; (b) Wariant II; (c) Wariant III

Zmiana wysokości zasobnika skutkowała także koniecznością dostosowania długości odcinka dolotowego rurociągu do górnej komory wlotowej. Im wyższe wartości parametru smukłości zasobnika  $\phi_{TES}$ , tym potrzeba stosowania dłuższych odcinków dolotowych rurociągów, co prowadziło do wystąpienia wyższych strat ciepła do otoczenia przez ściany rurociągu. Konsekwencją tego było uzyskiwanie różnych poziomów spadków temperatur na drodze od grzałki do komory zasobnika. Każdy ze wskazanych wariantów zasobnika ciepła badany był ze złożem akumulacyjnym o dwóch odmiennych granulacjach. Pomiary prowadzone były z izolacją termiczną ścian bocznych zasobnika ciepła, którą stanowiła

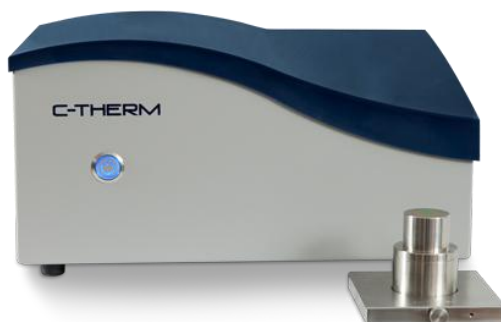
welna szklana firmy ISOVER o grubości 5 cm i współczynniku przewodzenia ciepła równym  $0,038 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , zgodnie z dokumentacją producenta [230].

Stanowisko eksperymentalne zostało wyposażone w szereg zabezpieczeń mających na celu ochronę części jego komponentów przed ewentualną awarią lub zniszczeniem, np. uruchomienie nagrzewnicy powietrza możliwe było dopiero po osiągnięciu ustalonego minimalnego przepływu powietrza równego  $0,02 \text{ kg/s}$ . Ponadto, wyłączenie dmuchawy powietrza możliwe było dopiero po spadku temperatury powietrza wlotowego do zasobnika poniżej wartości  $40^\circ\text{C}$ , co zapobiegać miało uszkodzeniu nagrzewnicy elektrycznej. Badania eksperymentalne prowadzone były zgodnie z poniższą procedurą:

1. Tłoczenie nieogrzewanego powietrza przez objętość materiału akumulacyjnego w celu uzyskania możliwie najmniejszej różnicy we wskazaniach czujników temperatur umieszczonych w osi zasobnika ciepła umożliwiające założenie, że złoże akumulacyjne na początku etapu ładowania pozostaje w równowadze z otoczeniem.
2. Osiągnięcie oczekiwanej w ramach danej serii eksperymentalnej prędkości obrotowej wentylatora boczno-kanalowego.
3. Ustalenie oczekiwanej maksymalnej temperatury powietrza wlotowego do zasobnika ciepła oraz uruchomienie nagrzewnicy elektrycznej.
4. Uruchomienie systemu rejestracji danych pomiarowych po odnotowaniu wzrostu temperatury powietrza wlotowego do zasobnika ciepła.
5. Rejestrowanie mierzonych parametrów do momentu osiągnięcia stanu ustalonego według wskazań pomiarów temperatury wzdłuż osi zasobnika ciepła.

W ramach badań eksperymentalnych przeprowadzono pomiar współczynnika przewodzenia ciepła próbek kamieni bazaltowych wykorzystanych jako materiał akumulacyjny. W tym celu wykorzystano analizator C-Therm TCi bazujący na metodzie Modified Transient Plane Source (MTPS) polegającej na pomiarze zmiany temperatury ogrzewanego sensora przyłożonego do powierzchni próbki. Uzyskana zmiana

temperatury odnoszona jest do wyników uzyskanych dla materiału referencyjnego o znanych parametrach termofizycznych, którym w czasie niniejszych badań było szkło borowo-krzemowe. Na Rysunku 2.9 przedstawiono analizator C-Therm TCi z widocznym sensorem pomiarowym.

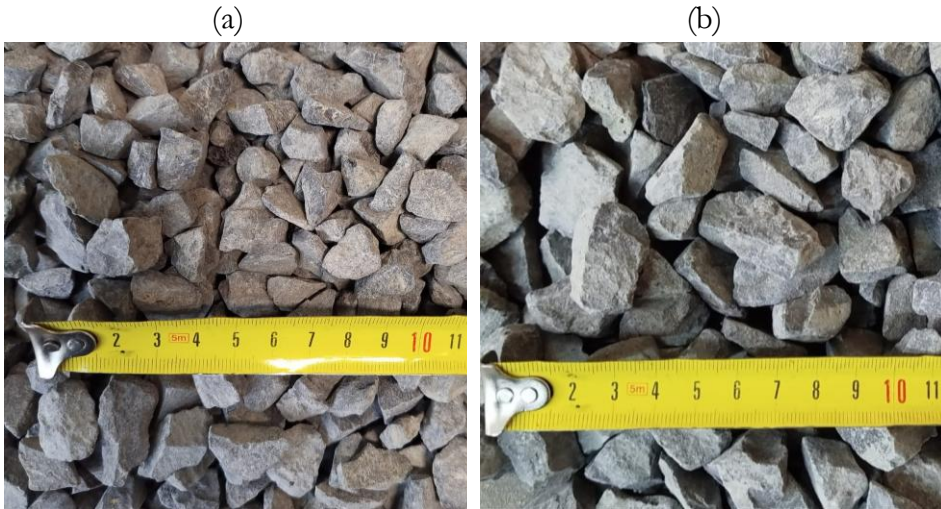


**Rysunek 2.9** Analizator C-Therm TCi [231]

Pomiar współczynnika przewodzenia ciepła wymagał przystosowania skal bazaltowych do wymagań technicznych sensora, tj. konieczne było uzyskanie maksymalnej powierzchni styku pomiędzy sensorem a powierzchnią próbki. Powierzchnie wybranych skal bazaltowych zostały poddane obróbce ścierniej w celu usunięcia chropowatości. Materiałem kontaktowym pomiędzy powierzchnią próbek a sensorem była woda destylowana. Zgodnie z kartą katalogową urządzenia przyjęto precyzję pomiaru na poziomie 1% względnego odchylenia standardowego (RSD).

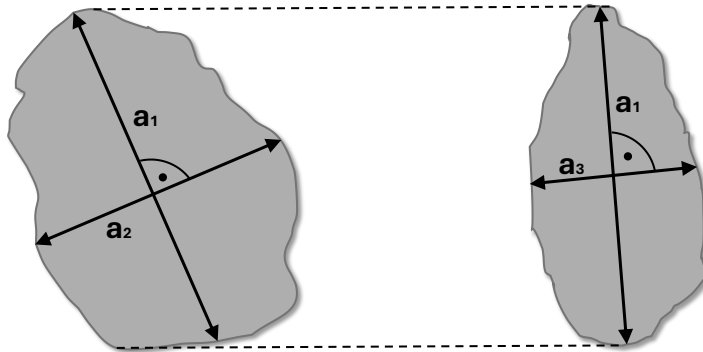
Wykorzystanie naturalnych skal kruszonych na etapie badań eksperymentalnych skutkowało uzyskaniem anizotropowego złoża akumulacyjnego w zakresie kształtów oraz objętości kamieni formujących złożę porowate. Granulacja kruszywa, która jest standardową daną podawaną przy jego wyborze, nie jest jednak wystarczająca do określenia ekwiwalentnej średnicy hydraulicznej elementów złoża skalnego  $D_{pe}$  niezbędnej do oceny wymiany ciepła w obrębie tego złoża oraz przepływu gazu. Na Rysunku 2.10 przedstawiono skały bazaltowe w dwóch granulacjach wykorzystanych na etapie badań eksperymentalnych.





**Rysunek 2.10** Grysy bazaltowe wykorzystane w badaniach eksperymentalnych: (a) granulacja 8 – 16 mm; (b) granulacja 16 – 22 mm

W celu oszacowania ekwiwalentnych średnic wykorzystanych granulacji kruszywa bazaltowego wykonano pomiary wymiarów geometrycznych kamieni. Na Rysunku 2.11 przedstawiono koncepcję pomiarów wielkości kamieni bazaltowych wykorzystywanych do eksperymentalnego badania zasobnika ciepła.



**Rysunek 2.11** Oznaczenie wymiarów charakterystycznych badanych kamieni

W czasie badań mierzono wysokość ( $a_1$ ), szerokość ( $a_2$ ) i grubość ( $a_3$ ) w trzech wzajemnie prostopadłych płaszczyznach wszystkich losowo wybranych kamieni. Determinacja wartości średnicy każdego z badanych kamieni bazaltowych została dokonana na drodze realizacji koncepcji zakładającej elipsoidalność kamieni bazaltowych. Zgodnie z wnioskami

sformułowanymi przez Hassana i Hoffmanna [232] elipsoidy, w porównaniu do sfer, umożliwiając lepsze odwzorowanie kruszonych skał ze względu na ich nieregularny kształt. Modelowanie numeryczne złóż utworzonych z elipsoid wykazało, że osiągają one także zbliżone wartości porowatości. Ekwiwalentna średnica elementu elipsoidalnego  $D_{pe}$  została zdefiniowana jako:

$$D_{pe} = \frac{6 \cdot V_p}{\phi \cdot A_p}, \quad (2.9)$$

gdzie  $\phi$  to miara podobieństwa kształtu elipsoidy do kuli,  $V_p$  to objętość elipsoidy definiowana jako:

$$V_p = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{a_1}{2}\right) \cdot \left(\frac{a_2}{2}\right) \cdot \left(\frac{a_3}{2}\right), \quad (2.10)$$

gdzie  $a_1$ ,  $a_2$  oraz  $a_3$  to wyniki pomiarów charakterystycznych wymiarów kamieni, zgodnie z Rysunkiem 2.11. Pole powierzchni elipsoidy  $A_p$  definiowane jest zgodnie ze wzorem aproksymacyjnym Knuda Thomsena [233]:

$$A_p = 4 \cdot \pi \cdot \left( \frac{\left(\frac{a_1}{2}\right)^\xi \cdot \left(\frac{a_2}{2}\right)^\xi + \left(\frac{a_1}{2}\right)^\xi \cdot \left(\frac{a_3}{2}\right)^\xi + \left(\frac{a_2}{2}\right)^\xi \cdot \left(\frac{a_3}{2}\right)^\xi}{3} \right)^{\frac{1}{\xi}}, \quad (2.11)$$

gdzie  $\xi \approx 1,6075$ .

Równanie (2.9) na średnicę elementu elipsoidalnego jest przekształceniem oryginalnego wzoru podanego przez Erguna [234]. Uwzględnienie stopnia sferyczności elementu złoża skalnego w określeniu jego średnicy zostało zaproponowane przez Singha i innych [235]. Miara podobieństwa kształtu elipsoidy do kuli zdefiniowana została przez Wadella jako [236]:

$$\phi = \frac{\pi^{1/3} \cdot (6 \cdot V_p)^{2/3}}{A_p}. \quad (2.12)$$

Przekształcając Równanie (2.9) poprzez podstawienie zależności przedstawionej w Równaniu (2.12) otrzymuje się finalne równanie na ekwiwalentną średnicę elementu złoża  $D_{pe}$ :

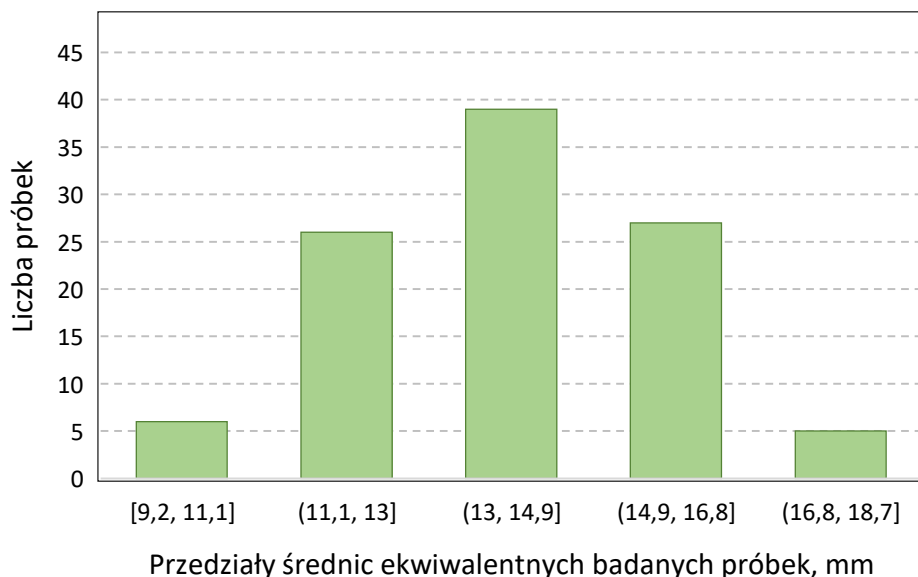
$$D_{pe} = \left( \frac{6}{\pi} \cdot V_p \right)^{1/3}. \quad (2.13)$$

Wyniki obliczeń ekwiwalentnej średnicy elementów złoża skalnego dla dwóch wykorzystanych granulacji kamieni bazaltowych szczegółowo omówiono w Podrozdziale 2.3.1.

## **2.3 Wyniki badań eksperymentalnych**

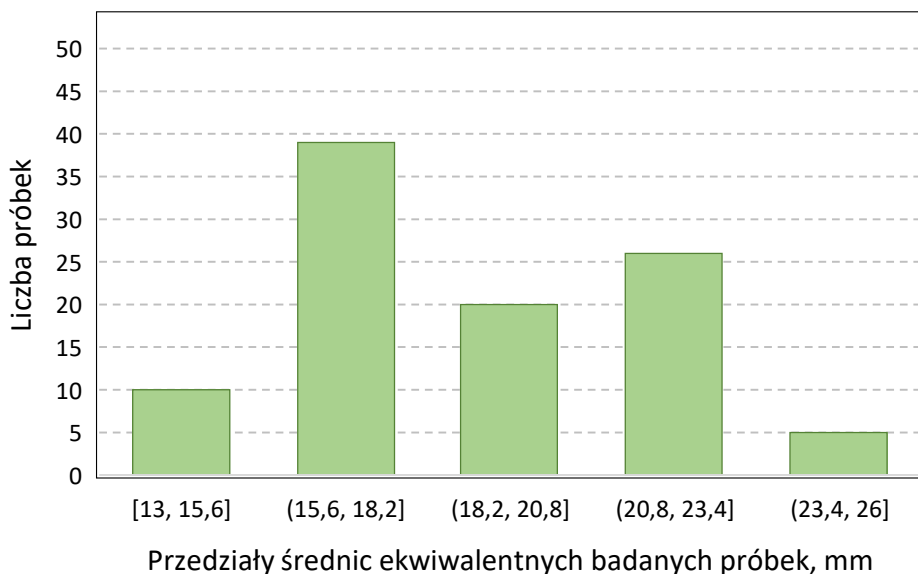
### **2.3.1 Materiał akumulacyjny**

W celu oszacowania średnicy ekwiwalentnej kamieni bazaltowych na podstawie reprezentatywnej próby zbadano po 100 losowo wybranych próbek z obu frakcji wykorzystanych na etapie badań eksperymentalnych zasobnika ciepła. Na Rysunku 2.12 zaprezentowano rozkład liczebności próbek frakcji drobnej (tj. 8 – 16 mm) w każdym ze zdefiniowanych przedziałów średnic ekwiwalentnych  $D_{pe}$  otrzymanych na drodze realizacji koncepcji elipsoidalności kruszywa bazaltowego (Równanie (2.13)).



**Rysunek 2.12** Rozkład liczebności próbek dla różnych średnic ekwiwalentnych badanych próbek grys bazaltowego (frakcja drobna)

Elipsoidalna interpretacja kształtu kamieni bazaltowych wykazała, że średnia wartość średnicy ekwiwalentnej wyniosła 13,99 mm przy minimalnej uzyskanej wartości równej 9,10 mm i maksymalnej równej 18,70 mm. Średni stopień sferyczności badanych kamieni, obliczony zgodnie z Równaniem (2.12), wyniósł 0,92. Na Rys. 2.13 zaprezentowano rozkład liczebności próbek frakcji grubej (tj. 16 – 22 mm) w każdym ze zdefiniowanych przedziałów średnic otrzymanych na drodze realizacji koncepcji elipsoidalności kruszywa bazaltowego (Równanie (2.13)).



**Rysunek 2.13** Rozkład liczebności próbek dla różnych średnic ekwiwalentnych badanych próbek gysu bazaltowego (frakcja gruba)

Średnia wartość ekwiwalentnej średnicy hydraulicznej frakcji grubej kruszywa bazaltowego wyniosła 18,78 mm przy minimalnej wartości równej 13,37 mm, a maksymalnej równej 26,19 mm. Średni stopień sferyczności  $\phi$  próbek z frakcji grubej wyniósł 0,89.

Uzyskane wartości ekwiwalentnej średnicy hydraulicznej elementów złoża skalnego, tj.  $D_{pe} = 13,99$  mm dla frakcji drobnej oraz  $D_{pe} = 18,78$  mm dla frakcji grubej, zostały przyjęte do dalszych obliczeń. Należy mieć jednak świadomość, że oszacowana wartość  $D_{pe}$  stanowi jedynie przybliżoną wielkość umożliwiającą ocenę wpływu rozmiaru elementów złoża na przebieg procesów wymiany ciepła i przepływu powietrza. Wykorzystując materiał o nieregularnym kształcie jako złożo uformowane w usypowym procesie każdorazowo uzyskuje się unikalny akumulator ciepła o indywidualnej powierzchni wzajemnego styku elementów i ich orientacji względem przepływającego gazu.

Współczynnik przewodzenia ciepła kamieni bazaltowych  $k_b$  wykorzystanych w badaniach eksperymentalnych określony został na podstawie badań trzech próbek z grupy o większej granulacji,

co wynikało z konieczności pokrycia powierzchni sensora urządzenia C-Therm TCi. Pomiary prowadzone były w temperaturze otoczenia w zakresie od 17,9 °C do 21,0 °C (291,05 K – 294,15 K). Dla pierwszej próbki uzyskano wartość współczynnika przewodzenia ciepła  $k_b$  równą  $2,316 \pm 0,023 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , dla drugiej  $2,327 \pm 0,023 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , a dla trzeciej  $2,324 \pm 0,023 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ . Uzyskane wyniki wskazują, że wartości współczynnika przewodzenia ciepła  $k_b$  badanych skał bazaltowych mieszczą się w zakresie wartości podawanych dla tego typu skał naturalnych. Maksymalna literaturowa wartość współczynnika, równa  $2,63 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , podana została przez Halberta i Parnella [237] i uzyskana dla temperatury próbki równej 288,8 K. Badając próbki bazaltowe w temperaturach od 224,4 K do 288,8 K wykazali, że wartość współczynnika przewodzenia ciepła spada wraz ze wzrostem ich temperatury. Nahhas i inni [202] przedstawili szerokie wyniki badań nad skałami bazaltowymi i ich potencjalnym wykorzystaniem jako materiału akumulacyjnego w wysokotemperaturowych systemach magazynowania ciepła. Uzyskali oni wartość współczynnika przewodzenia ciepła  $k_b$  równą  $2,02 \pm 0,05 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  oraz  $2,51 \pm 0,03 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  dla skał bazaltowych wydobytych odpowiednio w północnej Afryce i Francji. Najniższa wartość podana została przez Balkana i innych [238] i wyniosła  $1,40 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  dla temperatury próbki równej 298,15 K.

W czasie formowania złoża akumulacyjnego każdorazowo dokonywano pomiaru masy materiału skalnego wsypywanego do objętości zasobników ciepła. Na tej podstawie określono przybliżoną porowatość złóż skalnych  $\varepsilon$  definiowaną jako:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_{TES}}, \quad (2.14)$$

gdzie  $V_a$  to objętość przestrzeni wolnych pomiędzy elementami złoża skalnego, a  $V_{TES}$  to objętość zasobnika ciepła. W Tabeli 2.6 zaprezentowano średnie wartości porowatości złóż dla każdego z badanych wariantów.

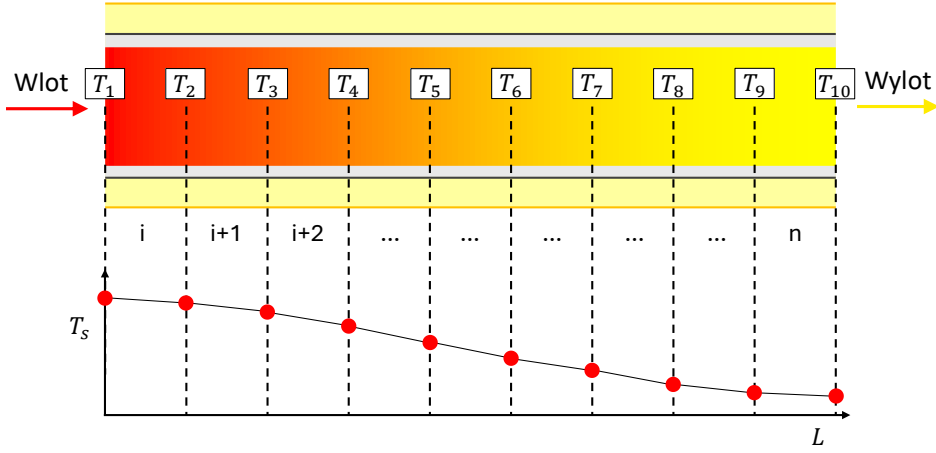
**Tabela 2.6** Parametry charakterystyczne badanych złóż skalnych

| Wariant zasobnika | $D_{pe}$ , mm | $\varepsilon$ , - |
|-------------------|---------------|-------------------|
| Wariant I         | 13,99         | 0,390             |
| Wariant I         | 18,78         | 0,385             |
| Wariant II        | 13,99         | 0,375             |
| Wariant II        | 18,78         | 0,389             |
| Wariant III       | 13,99         | 0,388             |
| Wariant III       | 18,78         | 0,405             |

Wartości przedstawione w Tabeli 2.6 są wartościami uśrednionymi dla całej objętości złoża akumulacyjnego. W rzeczywistości obserwowane są zarówno osiowe jak i promieniowe zmiany porowatości, na które wpływ ma na przykład szybkość usypywania złoża czy bliskość ściany zasobnika [239]. Zagadnienie to szerzej omówiono w Rozdziale 3.1.1. Uzyskane średnie wartości porowatości zbieżne są z danymi literaturowymi – Cascetta szacował porowatość wykorzystanego złoża na wartość 0,385 – 0,395 [175], Kothari przedstawił wartość 0,36 [185], natomiast Liu zaprezentował wartość 0,384 [240].

### 2.3.2 Wielowariantowe badania zasobników ciepła

Na potrzeby analiz wyników eksperymentalnych przyjęto założenie, że w danej chwili  $t$  serii eksperymentalnej rozkład temperatury materiału skalnego jest liniowy pomiędzy kolejnymi punktami pomiarowymi. Ponadto przyjęto, że temperatura materiału akumulacyjnego w kierunku promieniowym jest stała, co wynika z braku danych pomiarowych w tym zakresie. Wizualizację tej koncepcji przedstawiono na Rysunku 2.14.



**Rysunek 2.14** Koncepcja ciągłego rozkładu temperatury materiału skalnego w czasie pomiarów eksperymentalnych

Zgodnie z przyjętą nomenklaturą, objętość materiału akumulacyjnego ograniczona dwoma punktami pomiarowymi określana jest jako segment złoża akumulacyjnego. Jednym ze zdefiniowanych parametrów, za pomocą których dokonano ewaluacji serii eksperymentalnych, był bezwymiarowy stopień naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$ , który dla pojedynczego segmentu  $i$  przyjmuje postać przedstawioną w Równaniu (2.15):

$$\theta_{TES i} = \frac{T_{it} - T_{mini}}{T_{amax} - T_{mini}}, \quad (2.15)$$

gdzie  $T_{it}$  i  $T_{mini}$  to odpowiednio temperatura segmentu  $i$  w danej chwili  $t$  oraz minimalna temperatura materiału akumulacyjnego w danym segmencie na początku etapu ładowania, a  $T_{amax}$  to maksymalna temperatura powietrza wlotowego do zasobnika w czasie analizowanej serii pomiarowej. Finalnie, wartość  $\theta_{TES}$  otrzymywana jest zgodnie z Równaniem (2.16):

$$\theta_{TES} = \frac{\theta_{TES 1} + \theta_{TES 2} + \dots + \theta_{TES n}}{n} = \frac{\sum_{j=1}^n \theta_j}{n}, \quad (2.16)$$

gdzie  $n$  to liczba segmentów zasobnika ciepła. W Załączniku 1 przedstawiono przykład obliczeniowy wyznaczenia niepewności pomiarowej  $u(\theta_{TES})$ .



Na potrzeby ewaluacji wyników pomiarów wykorzystano parametry bezwymiarowe, których definicje przedstawiono poniżej:

- Bezwymiarowa temperatura powietrza wlotowego do zasobnika ciepła w czasie etapu ładowania  $T_{in c}$ :

$$T_{in c} = \frac{T_{in a c} - T_{a min}}{T_{a max} - T_{a min}}, \quad (2.17)$$

gdzie  $T_{a min}$  to minimalna temperatura powietrza w czasie danej serii pomiarowej równa temperaturze otoczenia, a  $T_{in a c}$  to aktualna temperatura powietrza wlotowego do TES.

- Bezwymiarowa temperatura powietrza wylotowego z zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania  $T_{out d}$ :

$$T_{out d} = \frac{T_{out a d} - T_{a min}}{T_{a max} - T_{a min}}, \quad (2.18)$$

gdzie  $T_{out a d}$  to aktualna temperatura powietrza wylotowego z TES.

- Bezwymiarowa temperatura materiału skalnego w danym punkcie  $T_{R s}$ :

$$T_{R s} = \frac{T_s - T_{s min}}{T_{a max} - T_{s min}}, \quad (2.19)$$

gdzie  $T_{s min}$  to minimalna temperatura materiału skalnego w danym punkcie, a  $T_s$  to aktualna temperatura materiału skalnego w danym punkcie.

- Bezwymiarowy czas etapu ładowania  $\tau_{R c}$ :

$$\tau_{R c} = \frac{t_c}{t_{c max}}, \quad (2.20)$$

gdzie  $t_{c max}$  to maksymalny czas trwania danego etapu ładowania zasobnika TES, a  $t_c$  to aktualny czas trwania danego etapu ładowania.

- Bezwymiarowy czas etapu magazynowania  $\tau_{R st}$ :

$$\tau_{R st} = \frac{t_{st}}{t_{st max}}, \quad (2.21)$$

gdzie  $t_{st max}$  to maksymalny czas trwania danego etapu magazynowania, a  $t_{st}$  to aktualny czas trwania danego etapu magazynowania.

- Bezwymiarowy czas etapu rozładowywania  $\tau_{Rd}$ :

$$\tau_{Rd} = \frac{t_d}{t_{dmax}}, \quad (2.22)$$

gdzie  $t_{dmax}$  to maksymalny czas trwania danego etapu rozładowywania zasobnika TES, a  $t_d$  to aktualny czas trwania danego etapu rozładowywania.

- Bezwymiarowy czas cyklu zasobnika ciepła  $\tau_{Rcycle}$ :

$$\tau_{Rcycle} = \frac{t_{cycle}}{t_{cyclemax}}, \quad (2.23)$$

gdzie  $t_{cyclemax}$  to maksymalny czas trwania danego cyklu pracy zasobnika TES, a  $t_{cycle}$  to aktualny czas trwania danego cyklu pracy zasobnika.

- Bezwymiarowa długość zasobnika ciepła  $L_R$ :

$$L_R = \frac{L_x}{H_{TES}}, \quad (2.24)$$

gdzie  $L_x$  to długość pomiędzy początkiem (wlotem do zasobnika) a lokalizacją danego punktu zlokalizowanego na osi zasobnika ciepła.

Ciepło doprowadzone do zasobnika ciepła poprzez strumień powietrza wlotowego w czasie etapu ładowania  $Q_{TES,c}$  zdefiniowano jako:

$$Q_{TES,c} = \int_{t_0}^{t_{cmax}} \dot{m}_a \cdot cp_f \cdot (T_{inac} - T_{amin}) dt. \quad (2.25)$$

Ciepło odebrane przez powietrze od materiału akumulacyjnego w czasie etapu rozładowywania zasobnika ciepła  $Q_{TES,d}$  zdefiniowano jako:

$$Q_{TES,d} = \int_{t_0}^{t_{dmax}} \dot{m}_a \cdot cp_f \cdot (T_{outad} - T_{inad}) dt, \quad (2.26)$$

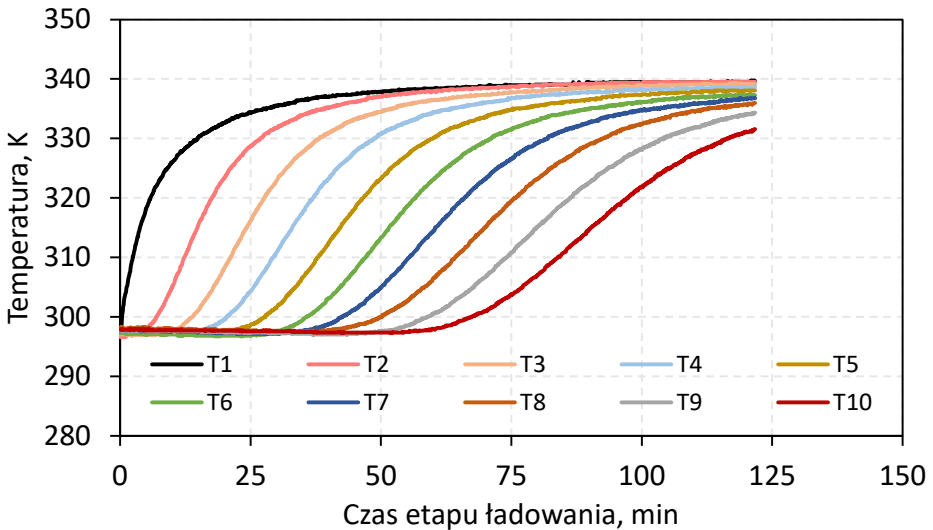
gdzie  $\dot{m}_a$  to strumień masowy powietrza przepływającego przez złożo akumulacyjne, a  $T_{inad}$  to temperatura powietrza doprowadzonego do zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania.

Na potrzeby oceny pracy zasobnika ciepła ze złożem akumulacyjnym zdefiniowano także parametr straty wylotowej  $T_o$  na etapie ładowania, który wiąże ze sobą wartość temperatury powietrza wylotowego  $T_{out\ c}$  oraz temperatury charakterystyczne dla danej serii pomiarowej, tj.  $T_{a\ min}$  oraz  $T_{a\ max}$  zgodnie z Równaniem (2.27):

$$T_o = \frac{T_{out\ c} - T_{a\ min}}{T_{a\ max} - T_{a\ min}}. \quad (2.27)$$

Przyjęto, że wartość  $T_o = 0,10$  jest wartością progową, od której odnotowuje się wystąpienie straty wylotowej. Na podstawie opracowania wyników eksperymentalnych zaobserwowano, że po przekroczeniu tej wartości następuje intensywny przyrost wartości straty wylotowej, co jednocześnie świadczy o spadku intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym.

Na Rysunku 2.15 wskazano typową charakterystykę przyrostu temperatury materiału akumulacyjnego we wskazanych punktach pomiarowych w czasie etapu ładowania zasobnika.

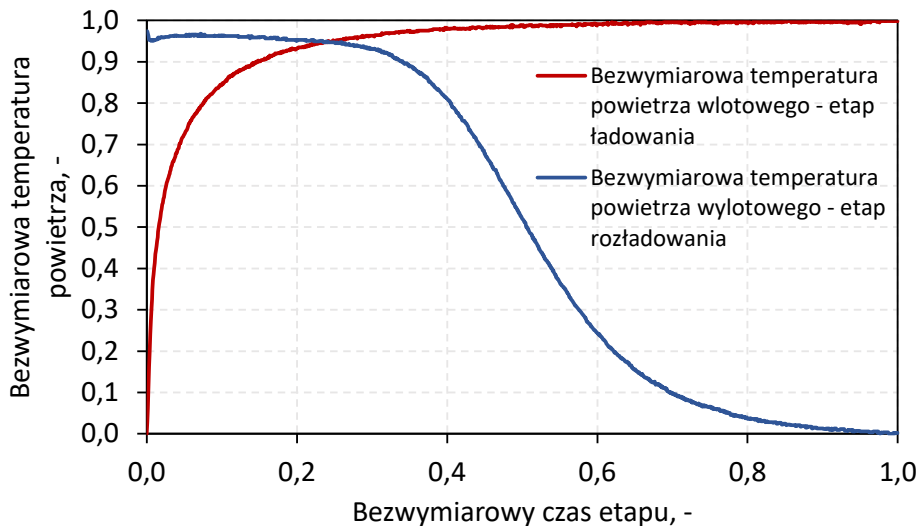


**Rysunek 2.15** Charakterystyka przyrostu temperatury materiału skalnego we wskazanych punktach pomiarowych

Seria eksperymentalna, dla której wyniki przedstawiono na Rysunku 2.15, prowadzona była przy średnim strumieniu masowym

powietrza równym 0,03 kg/s o maksymalnej temperaturze  $T_{a\max}$  równej 340,35 K. Temperatura otoczenia  $T_{a\min}$  na początku etapu ładowania wynosiła 297,39 K. Najbardziej intensywny przyrost temperatury zarejestrowany został przez czujnik T1, który znajduje się najbliżej wlotu powietrza do zasobnika. Obserwowana intensywność przyrostu temperatury malała z każdym kolejnym czujnikiem umieszczonym wzdłuż osi symetrii złoza akumulacyjnego. Średni przyrost temperatury w zakresie zmian  $0,10 < T_{Rs} < 0,90$  wyniósł 1,04 K/min dla punktu T1, 0,55 K/min dla punktu T7 oraz 0,41 K/min dla punktu T10. Wartość tego parametru jest zależna także od strumienia masowego powietrza – w przypadku serii eksperymentalnej prowadzonej przy średnim strumieniu masowym powietrza równym 0,07 kg/s przyrost temperatury wyniósł 2,78 K/min dla T1, 1,47 K/min dla T6 oraz 1,22 K/min dla T10.

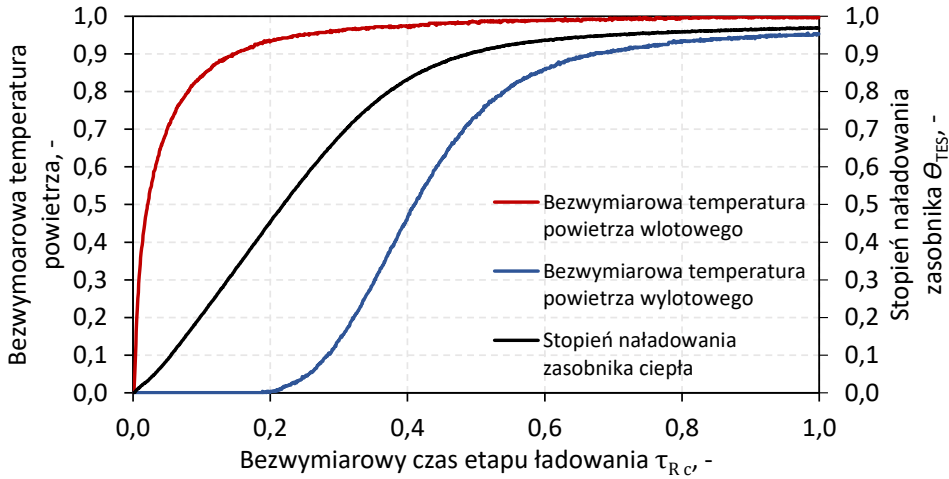
Na Rysunku 2.16 przedstawiono typowy przebieg temperatury powietrza dostarczanego do zasobnika w Wariancie III w czasie etapu ładowania  $T_{inac}$  oraz temperatury powietrza wylotowego z zasobnika w czasie etapu rozładowywania  $T_{outad}$ .



**Rysunek 2.16** Przebieg bezwymiarowej temperatury powietrza wlotowego do zasobnika ciepła w funkcji bezwymiarowego czasu dla etapu ładowania oraz bezwymiarowej temperatury powietrza wylotowego w funkcji bezwymiarowego czasu dla etapu rozładowywania

Czas trwania etapu ładowania i rozładowywania wskazanej na Rysunku 2.16 serii pomiarowej był równy i wynosił 109 minut. W tym czasie wartość stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  wyniosła 0,976, jednakże należy podkreślić, że wartość ta opiera się jedynie o jednowymiarowy rozkład temperatury wzdłuż osi symetrii zasobnika. W rezultacie prowadzi to do przeszacowania rzeczywistej wartości tego parametru z uwagi na pominięcie promieniowego rozkładu temperatury. Zgodnie z danymi przedstawionymi na Rysunku 2.16 temperatura powietrza wlotowego  $T_{inac}$  nie jest stała w czasie etapu ładowania. Jest to rezultat strat ciepła do otoczenia przez powierzchnie rurociągów doprowadzających powietrze do zasobnika. Czas osiągnięcia oczekiwanej temperatury zadanej  $T_{amax}$  zależy od strumienia masowego powietrza, temperatury otoczenia oraz długości rurociągów doprowadzających powietrze, które zależne są od wykorzystywanego wariantu zasobnika. Eksperymentalnie potwierdzono cechę zasobnika ze złożem akumulacyjnym, który charakteryzuje się brakiem możliwości zapewnienia stałej temperatury powietrza wylotowego w czasie etapu rozładowywania ze względu na spadek potencjału temperaturowego magazynowanego ciepła [185], [241]. W przypadku serii eksperymentalnej wskazanej na Rys. 2.16 warunek  $T_{outd} > 0,90$  był spełniony jedynie przez pierwsze 37 minut etapu rozładowywania. W tym czasie odzyskano 1,23 kWh ciepła, a w czasie całego etapu rozładowywania odzyskano 2,16 kWh. W czasie etapu ładowania doprowadzono do zasobnika 4,81 kWh ciepła.

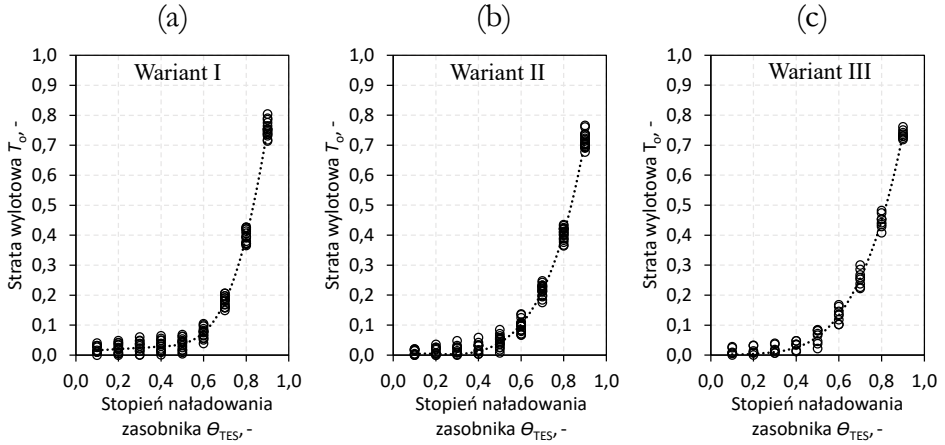
Na Rysunku 2.17 przedstawiono typowy, eksperymentalny przebieg bezwymiarowej temperatury powietrza wlotowego  $T_{inc}$ , wartości straty wylotowej  $T_o$  oraz stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  w czasie etapu ładowania zasobnika w Wariancie I.



**Rysunek 2.17** Temperatura powietrza wlotowego, wartość straty wylotowej oraz stopień naładowania zasobnika ciepła w czasie etapu ładowania

Dane przedstawione na Rysunku 2.17 wskazują, że w przebiegu stopnia naładowania zasobnika TES w czasie etapu ładowania można wyróżnić dwie fazy – niemal liniowego przyrostu do wartości około  $\theta_{TES} = 0,75$  oraz spadku intensywności przyrostu wartości, która asymptotycznie zbliża się do granicy z zakresu 0,95 – 0,98 w zależności od strumienia masowego powietrza, wariantu zasobnika TES oraz temperatury otoczenia. Spadek intensywności przyrostu wartości  $\theta_{TES}$  można powiązać ze wzrostem temperatury powietrza wylotowego z zasobnika ciepła  $T_o$ . Zależność ta bezpośrednio wskazuje na spadek zdolności złoża akumulacyjnego do przejmowania energii od przepływającego powietrza.

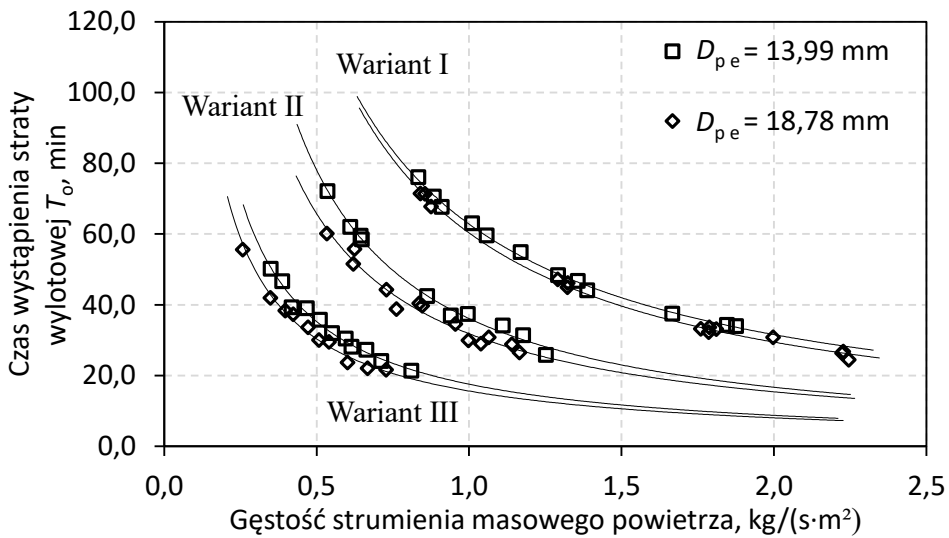
Na Rysunku 2.18 przedstawiono opracowanie przeprowadzonych serii pomiarowych pod kątem wyznaczenia zależności pomiędzy wartością straty wylotowej  $T_o$  z zasobnika ciepła a stopniem jego naładowania  $\theta_{TES}$ .



**Rysunek 2.18** Zależność bezwymiarowej straty wylotowej od stopnia naładowania zasobnika TES: (a) Wariant I zasobnika; (b) Wariant II zasobnika; (c) Wariant III zasobnika

Dane przedstawione na Rys. 2.18 (a) – (c) wskazują, że wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  obserwowany jest wzrost temperatury powietrza wylotowego z zasobnika w trakcie etapu ładowania dla niższych wartości stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ . W przypadku Wariantu I, cechującego się wartością parametru  $\varphi_{TES} = 14,08$ , średnia strata wylotowa dla stopnia naładowania  $\theta_{TES} = 0,60$  wyniosła 0,074. Dla tej samej wartości  $\theta_{TES}$  Wariant III, cechujący się najniższą smukłością ( $\varphi_{TES} = 3,06$ ), średnia strata wylotowa  $T_o$  wyniosła 0,122. Dla stopnia naładowania  $\theta_{TES} = 0,80$  wartości te wyniosły odpowiednio 0,395, 0,404 oraz 0,436 dla Wariantu I, II i III.

Zdefiniowaną stratę wylotową z zasobnika ciepła na etapie ładowania  $T_o$  wykorzystano w celu porównania warunków wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym dla trzech wariantów zasobnika oraz dwóch granulacji złoża skalnego. Na Rys. 2.19 przedstawiono czas wystąpienia progowej straty wylotowej  $T_o$  o wartości 0,10 w funkcji średniej gęstości strumienia masowego przepływającego powietrza w czasie etapu ładowania.



**Rysunek 2.19** Zależność wystąpienia progowej wartości straty wylotowej z zasobnika ciepła w zależności od gęstości strumienia masowego powietrza oraz średnicy ekwiwalentnej elementów materiału skalnego

Rezultaty przedstawione na Rysunku 2.19 wskazują na wpływ zarówno smukłości zasobnika ciepła  $\varphi_{TES}$  jak i średnicy ekwiwalentnej elementów materiału akumulacyjnego  $D_{pe}$  na czas wystąpienia progowej straty wylotowej z zasobnika  $T_o$ . Przykładowo, dla Wariantu III zasobnika ciepła i wartości gęstości strumienia masowego powietrza równego  $0,66 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$  czas wystąpienia straty wylotowej  $T_o$  wyniósł 22 minuty dla  $D_{pe}$  równego  $18,78 \text{ mm}$  oraz  $27,25$  minuty dla  $D_{pe}$  równego  $13,99 \text{ mm}$ . Dla wszystkich przeprowadzonych serii eksperymentalnych zaobserwowano opóźnienie wystąpienia progowej wartości  $T_o$  w przypadku zastosowania złoża akumulacyjnego charakteryzującego się mniejszą wartością średnicy ekwiwalentnej elementów. Różnica w czasie wystąpienia  $T_o$  obserwowana jest także w trakcie analizy rezultatów w funkcji strumienia masowego powietrza – dla wartości  $\dot{m}_a$  równej  $0,057 \text{ kg/s}$  strata wylotowa została odnotowana po  $23,66$  minutach dla zasobnika w Wariacie III, a dla zbliżonej wartości  $\dot{m}_a$  równej  $0,055 \text{ kg/s}$  dla Wariantu II czas ten wyniósł  $37,41$  minut. Wynika z tego, że spadek wartości średnicy ekwiwalentnej  $D_{pe}$  oraz wzrost parametru smukłości zasobnika  $\varphi_{TES}$  prowadzą do wzrostu intensywności wymiany ciepła

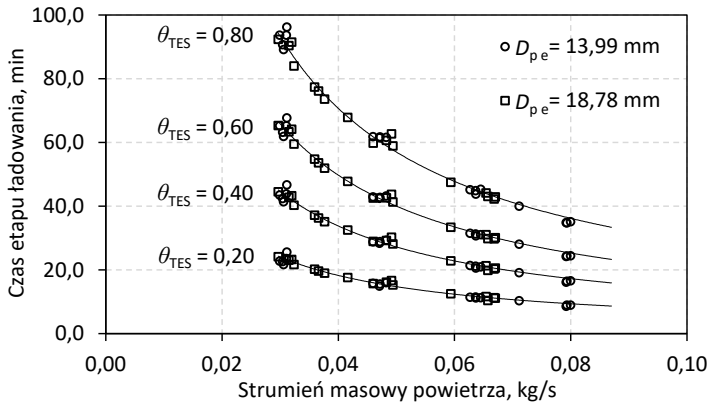


---

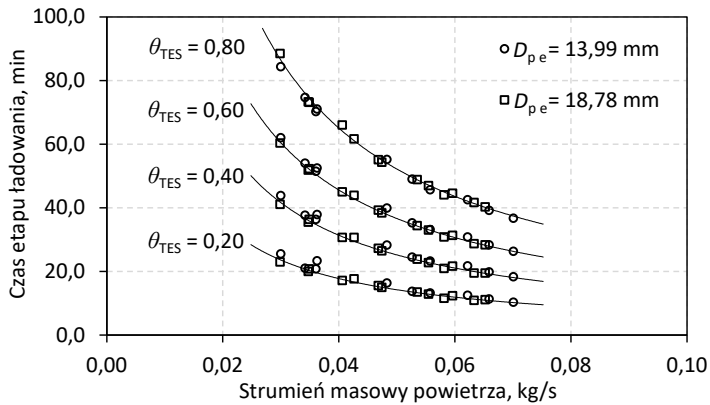
między powietrzem a materiałem akumulacyjnym, co skutkuje opóźnieniem wystąpienia straty wylotowej z zasobnika ciepła.

Na Rys. 2.20 (a) przedstawiono czas osiągnięcia kolejnych poziomów wartości stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  w funkcji średniego strumienia masowego powietrza w czasie etapu ładowania dla Wariantu I zasobnika, na Rys. 2.20 (b) dla Wariantu II, a na Rys. 2.20 (c) dla Wariantu III.

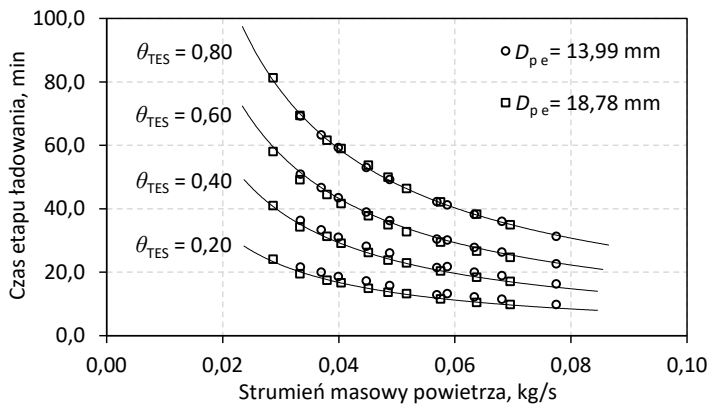
(a)



(b)



(c)



**Rysunek 2.20** Czas osiągnięcia poziomów stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  w funkcji strumienia masowego powietrza: (a) Wariant I zasobnika ciepła; (b) Wariant II zasobnika ciepła; (c) Wariant III zasobnika ciepła

Na podstawie wyników badań eksperymentalnych zaobserwowano, że istnieje ścisła zależność czasu osiągnięcia danej wartości stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$  od strumienia masowego powietrza wlotowego, co bezpośrednio wynika ze strumienia ciepła dostarczanego do objętości materiału akumulacyjnego. Rezultaty otrzymane dla wszystkich przeprowadzonych serii eksperymentalnych potwierdzają wstępnie wskazaną zależność na Rys. 2.17, tzn. niemal liniowy przyrost wartości  $\theta_{TES}$  do poziomu około 0,75, a następnie znaczny spadek intensywności przyrostu wartości tego parametru w pozostałej części etapu ładowania. Na Rysunkach 2.20 (a) – (c) zależność ta widoczna jest jako wzrastająca odległość pomiędzy kolejnymi, wyznaczonymi izoliniami  $\theta_{TES}$ . Przykładowo, dla serii eksperymentalnej przeprowadzonej przy wykorzystaniu Wariantu I zasobnika,  $D_{pe} = 18,78$  mm oraz średniej wartości strumienia masowego powietrza równej 0,065 kg/s czas pomiędzy osiągnięciem stopnia naładowania równego 0,40 a 0,50 wyniósł 4,68 minuty, pomiędzy 0,50 a 0,60 wyniósł 5,08 minuty, pomiędzy 0,60 a 0,70 wyniósł 5,75 minuty, a pomiędzy 0,70 a 0,80 oraz 0,80 a 0,90 odpowiednio 7,33 minuty i 13,83 minuty. Wynika z tego, że po przekroczeniu stopnia naładowania  $\theta_{TES} \approx 0,70$  obserwowany jest spadek wartości strumienia ciepła przekazywanego pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym. Granica ta pokrywa się z intensywnym przyrostem straty wylotowej z zasobnika ciepła, co przedstawiono na Rys. 2.20 (a) – (c). Należy podkreślić, że ze względu na pomiar temperatury materiału akumulacyjnego jedynie wzdłuż osi złoża niezbędne było przyjęcie izotropowego rozkładu jego temperatury w kierunku promieniowym. Skutkuje to wzrostem przeszacowania wartości  $\theta_{TES}$  wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości badanego wariantu zasobnika ciepła.

W celu opisanie eksperymentalnego rozkładu temperatury materiału skalnego wzdłuż osi badanych zasobników ciepła i ich wzajemnego porównania wykorzystano pojęcie termokliny [242] jako strefy oddzielającej obszary cechujące się wysoką i niską temperaturą. Termoklina jest efektem niedoskonałej wymiany ciepła pomiędzy płynem a materiałem akumulacyjnym [243]. Obserwowany jest spadek

intensywności wzrostu temperatury materiału akumulacyjnego wraz ze wzrostem odległości od wlotu gorącego powietrza, co zaprezentowano na Rys. 2.15. Dotychczasowe badania nad grubością i ewolucją termokliny w zasobnikach ciepła ze złożem akumulacyjnym oparte były głównie o wykorzystanie technik numerycznych. Hernandez-Jimenez i inni [244] przeanalizowali wpływ liczby kryterialnej Biota na grubość termokliny w czasie cyklu działania zasobnika TES. Liczba kryterialna Biota definiowana jest jako:

$$Bi = \frac{h_{fs}}{k_b} \cdot \frac{D_p}{2}, \quad (2.28)$$

gdzie  $k_b$  to współczynnik przewodzenia ciepła kamieni bazaltowych, a  $h_{fs}$  to współczynnik wnikania ciepła pomiędzy gazem a materiałem akumulacyjnym o średnicy cząstki  $D_p$ . Autorzy wykazali, że dla  $0,1 < Bi < 1,5$  obserwowana jest najniższa grubość termokliny, co przekłada się uzyskanie wyższej temperatury powietrza w czasie etapu rozładowywania. Wraz ze zmniejszaniem elementów złoża akumulacyjnego maleje wartość liczby Biota oraz pomijalne stają się wewnętrzne gradienty temperatur w cząstkach. Z drugiej strony, wraz ze zmniejszaniem wartości  $D_p$  rośnie wartość spadku ciśnienia przepływającego przez złożo akumulacyjne, co w konsekwencji prowadzi do wzrostu wydatku energetycznego na zasilanie sprężarki lub dmuchawy powietrza [245]. Wnioski te są zbieżne z dotychczasowymi wynikami badań z zakresu wpływu średnicy materiału akumulacyjnego na parametry operacyjne zasobnika ciepła [246]. ELSihny z zespołem [247] numerycznie potwierdzili, że wraz ze wzrostem strumienia masowego przepływu przez złożo akumulacyjne obserwowany jest wzrost długości termokliny. Wykazali także, że zmniejszenie średnicy cząstek prowadzi do redukcji maksymalnej długości termokliny oraz jej zaniku w krótszym czasie przy tej samej wartości strumienia masowego przepływu w czasie etapu ładowania. Xie wraz z zespołem [248] eksperymentalnie i numerycznie badali grubość termokliny w układzie magazynowania ciepła, w którym nośnikiem energii była woda, a materiałem akumulacyjnym szklane kulki

o średnicy od 7 do 10 mm. Autorzy wykazali, że brak izolacji termicznej zasobnika ciepła prowadzi do znacznej ekspansji strefy termokliny.

W celu oszacowania wartości liczby kryterialnej Biota dla omawianych serii eksperymentalnych zgodnie z metodyką [244] zdefiniowano współczynnik wnikania ciepła pomiędzy gazem a materiałem akumulacyjnym:

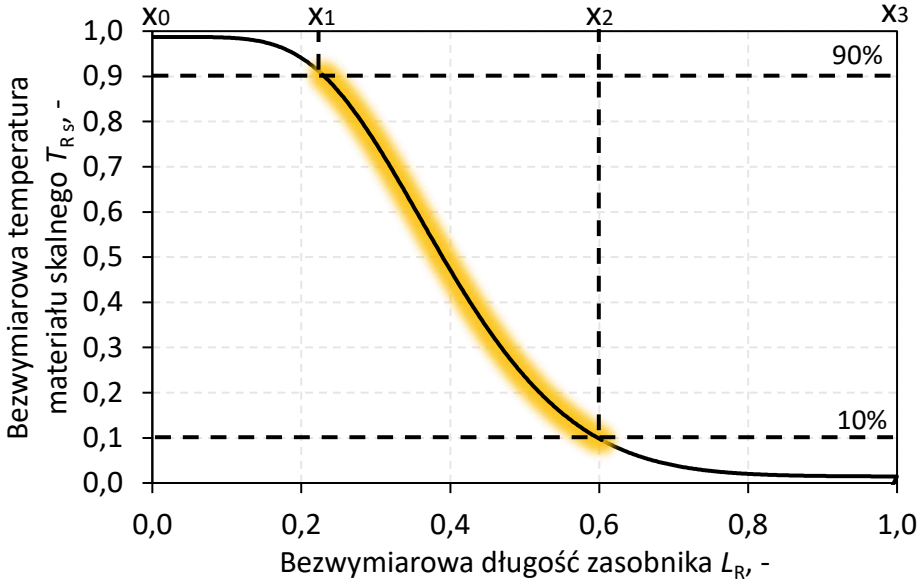
$$h_{fs} = \frac{Nu_{Gunn} \cdot k_f}{D_p}, \quad (2.29)$$

gdzie  $k_f$  to średni współczynnik przewodzenia ciepła powietrza w danej serii eksperymentalnej, a  $Nu_{Gunn}$  to korelacja na liczbę kryterialną Nusselta zdefiniowaną przez Gunna [249] przy stosowalności  $Re_{Erg} < 10^5$ :

$$Nu_{Gunn} = (7 - 10\varepsilon + 5\varepsilon^2) \left( 1 + 0,7Re^{0,2}Pr^{\frac{1}{3}} \right) + (1,33 - 2,4\varepsilon + 1,2\varepsilon^2)Re^{0,7}Pr^{\frac{1}{3}}, \quad (2.30)$$

gdzie  $Pr$  to liczba kryterialna Prandtla.

Na potrzeby ewaluacji wyników eksperymentalnych przyjęto, że termoklina występuje w zakresie  $0,90 > T_{Rs} \geq 0,10$  zredukowanych wartości temperatury materiału skalnego. Koncepcję termokliny przedstawiono na Rysunku 2.21.



**Rysunek 2.21** Bezwymiarowy rozkład temperatury materiału akumulacyjnego z oznaczeniem strefy termokliny (kolor żółty) oraz punktów charakterystycznych

Na etapie oceny wyników eksperymentalnych wykorzystano bezwymiarową wartość długości termokliny  $L_T$ , którą zdefiniowano w Równaniu (2.31):

$$L_T = x_2 - x_1 = \frac{L_{LR}}{H_{TES}}, \quad (2.31)$$

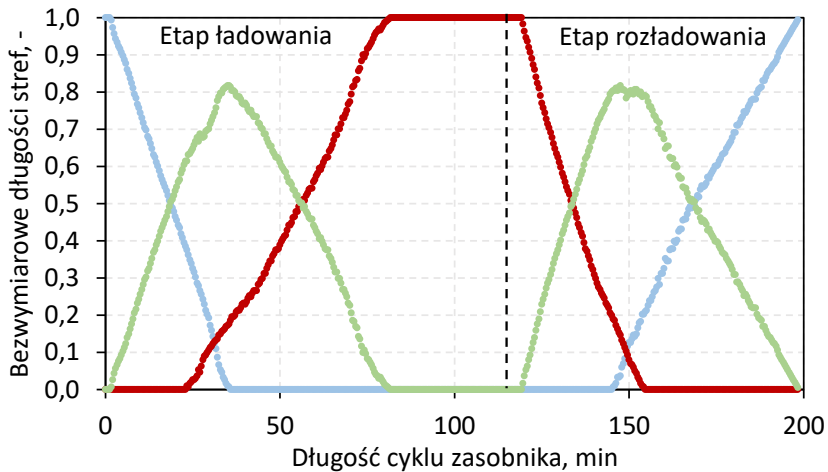
gdzie  $L_{LR}$  to rzeczywista długość termokliny. Ponadto zdefiniowano także bezwymiarową strefę maksymalnej temperatury  $L_{Max}$  występującą w zakresie  $T_{Rs} \geq 0,90$  oraz minimalnej temperatury  $L_{Min}$  występującą w zakresie  $T_{Rs} < 0,10$ . Definicje tych wartości przedstawiono w Równaniu (2.32) i (2.33):

$$L_{Max} = x_1 - x_0 = \frac{L_{MaxR}}{H_{TES}}, \quad (2.32)$$

$$L_{Min} = x_3 - x_2 = \frac{L_{MinR}}{H_{TES}}, \quad (2.33)$$

gdzie  $L_{MaxR}$  i  $L_{MinR}$  to odpowiednio rzeczywista długość strefy maksymalnej i minimalnej temperatury.

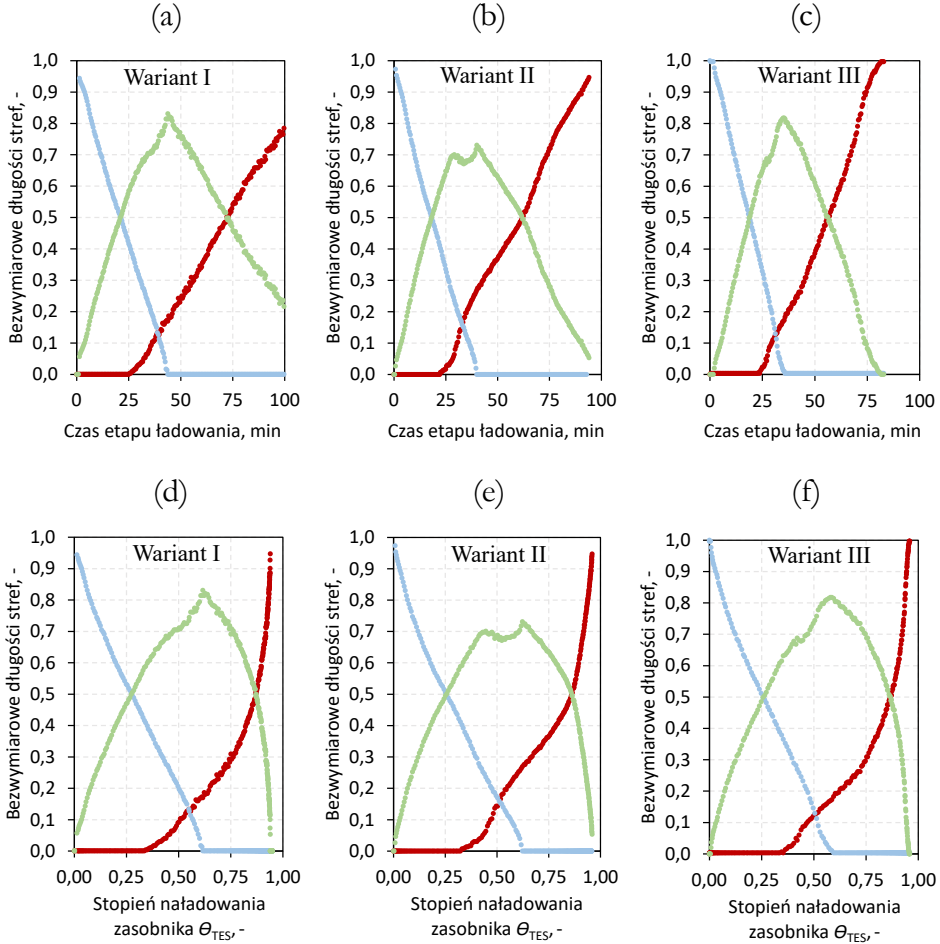
Na Rys. 2.22 przedstawiono typowy eksperymentalny przebieg wartości bezwymiarowych długości stref  $L_{Max}$ ,  $L_T$  oraz  $L_{Min}$  w czasie etapu ładowania i rozładowywania zasobnika ciepła.



**Rysunek 2.22** Bezwymiarowa długość stref temperaturowych w czasie cyklu zasobnika ciepła: kolor czerwony – strefa wysokiej temperatury  $L_{Max}$ ; kolor zielony – strefa termokliny  $L_T$ ; kolor niebieski: strefa minimalnej temperatury  $L_{Min}$

Seria pomiarowa przedstawiona na Rys. 2.22 realizowana była przy wykorzystaniu zasobnika ciepła w Wariancie III oraz średnim strumieniu masowym powietrza równym 0,048 kg/s. W początkowych fazach obu etapów obserwowany jest niemal liniowy wzrost wartości bezwymiarowej długości termokliny  $L_T$  aż do wartości 0,846 osiągniętej w 36 minucie etapu ładowania i 0,840 w 29 minucie etapu rozładowywania zasobnika TES. Po osiągnięciu maksimum na etapie ładowania zarejestrowany został spadek długości termokliny aż do jej całkowitego zaniku po 82 minutach. Spadek ten jest wynikiem wzrostu temperatury materiału akumulacyjnego powyżej założonej granicy 10% na całej długości zasobnika. Dalsze dostarczanie gorącego powietrza do zasobnika skutkuje przekraczaniem granicy warstwy wysokiej temperatury przez kolejne warstwy materiału akumulacyjnego oraz intensywnym wzrostem straty wylotowej z zasobnika.

Na Rysunkach 2.23 (a) – (f) przedstawiono wpływ smukłości zasobnika ciepła na zmianę długości poszczególnych stref temperatur w czasie etapu ładowania przy zachowaniu zbliżonej wartości strumienia masowego powietrza.



**Rysunek 2.23** Bezwymiarowe długości stref dla trzech wariantów zasobnika ciepła w funkcji czasu etapu ładowania ((a) – (c)) oraz stopnia naładowania ((d) – (f)) dla zbliżonych wartości strumienia masowego powietrza: kolor czerwony – strefa wysokiej temperatury; kolor zielony – strefa termokliny; kolor niebieski – strefa minimalnej temperatury

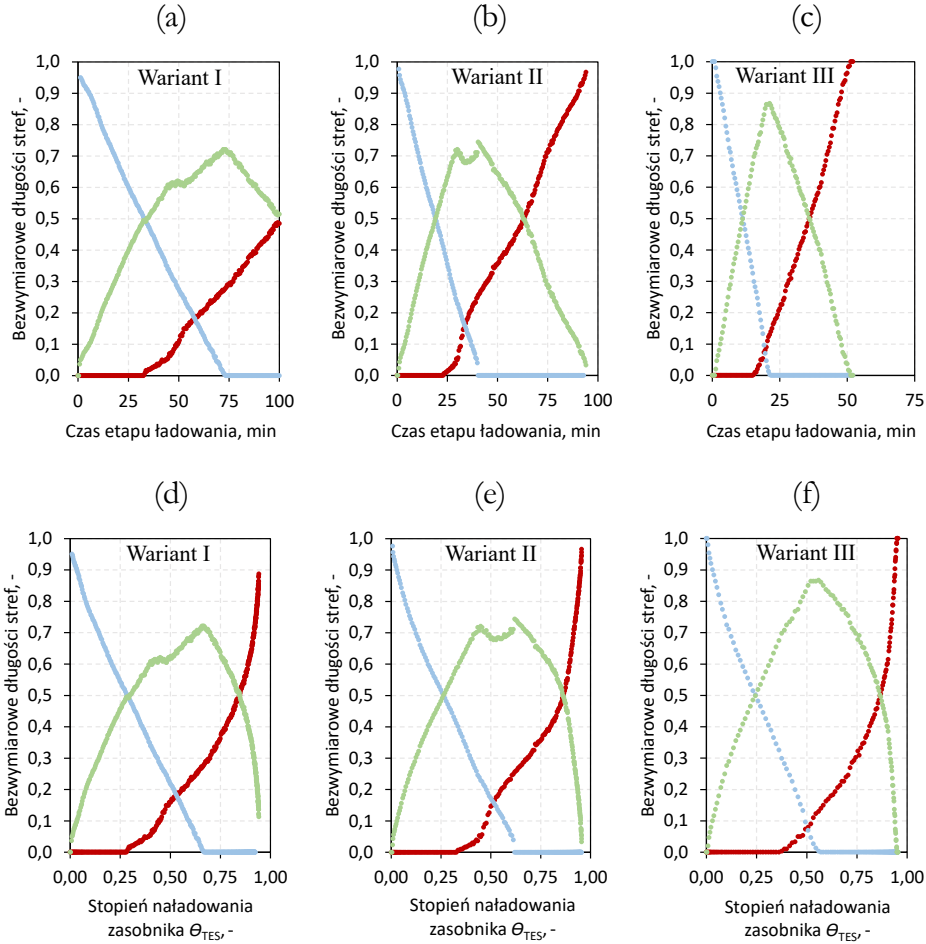
Serie pomiarowe przedstawione na Rys. 2.23 prowadzone były przy zbliżonych wartościach średniego strumienia masowego powietrza przepływającego przez zasobnik w czasie etapu ładowania różnych



odpowiednio: 0,0483 kg/s dla Wariantu I, 0,0468 kg/s dla Wariantu II oraz 0,0487 kg/s dla Wariantu III. Wartości te odpowiadają gęstościom strumienia przepływu równym odpowiednio 1,356 kg/(s·m<sup>2</sup>), 0,836 kg/(s·m<sup>2</sup>) oraz 0,509 kg/(s·m<sup>2</sup>). Różnica pomiędzy maksymalną a minimalną temperaturą złoża dla wszystkich trzech przypadków wynosiła około 60 °C. Średnia wartość liczby kryterialnej Biota dla wskazanych serii pomiarowych wyniosła odpowiednio 0,45, 0,39 oraz 0,33. Dla Wariantu I oraz III zasobnika ciepła odnotowano zbliżoną maksymalną wartość bezwymiarowej długości termokliny  $L_T$  wynoszącą odpowiednio 0,83 oraz 0,81. W przypadku zasobnika w Wariacie II maksymalna wartość  $L_T$  wyniosła 0,73.

Dla wszystkich analizowanych serii pomiarowych odnotowano spadek intensywności przyrostu długości termokliny  $L_T$  od około 30 minuty etapu ładowania oraz stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$  na poziomie 0,45. Jest to bezpośredni efekt wzrostu długości strefy maksymalnej temperatury  $L_{Max}$ , którego intensywność rośnie wraz ze spadkiem smukłości zasobnika  $\varphi_{TES}$ . Zaobserwowano także, że wraz ze wzrostem wartości parametru  $\varphi_{TES}$  wydłuża się czas całkowitej redukcji długości strefy minimalnej temperatury  $L_{Min}$  – w przypadku Wariantu I zanik tej strefy zaobserwowano po 44 minutach, dla Wariantu II po 40 minutach, a dla Wariantu III po 35 minutach. Moment zaniku stref minimalnych temperatur odpowiada także wystąpieniom maksymalnych długości termokliny  $L_T$  (Rys. 2.23 (a)), po którym następuje ich ciągła redukcja aż do zakończenia danych serii pomiarowych. Odnotowano, że moment zrównania się wartości  $L_{max}$  oraz  $L_{min}$  odpowiada końcowi okresu spadku intensywności przyrostu (lub chwilowego spadku wartości w przypadku serii eksperymentalnej przedstawionej na Rys. 2.23 (b)) bezwymiarowej długości termokliny  $L_T$ , po której w ciągu kilku minut odnotowywana jest jej wartość maksymalna.

Na Rysunkach 2.24 (a) – (f) przedstawiono wpływ smukłości zasobnika ciepła na zmianę długości poszczególnych stref temperatur w czasie etapu ładowania przy zachowaniu zbliżonej gęstości strumienia przepływu powietrza.

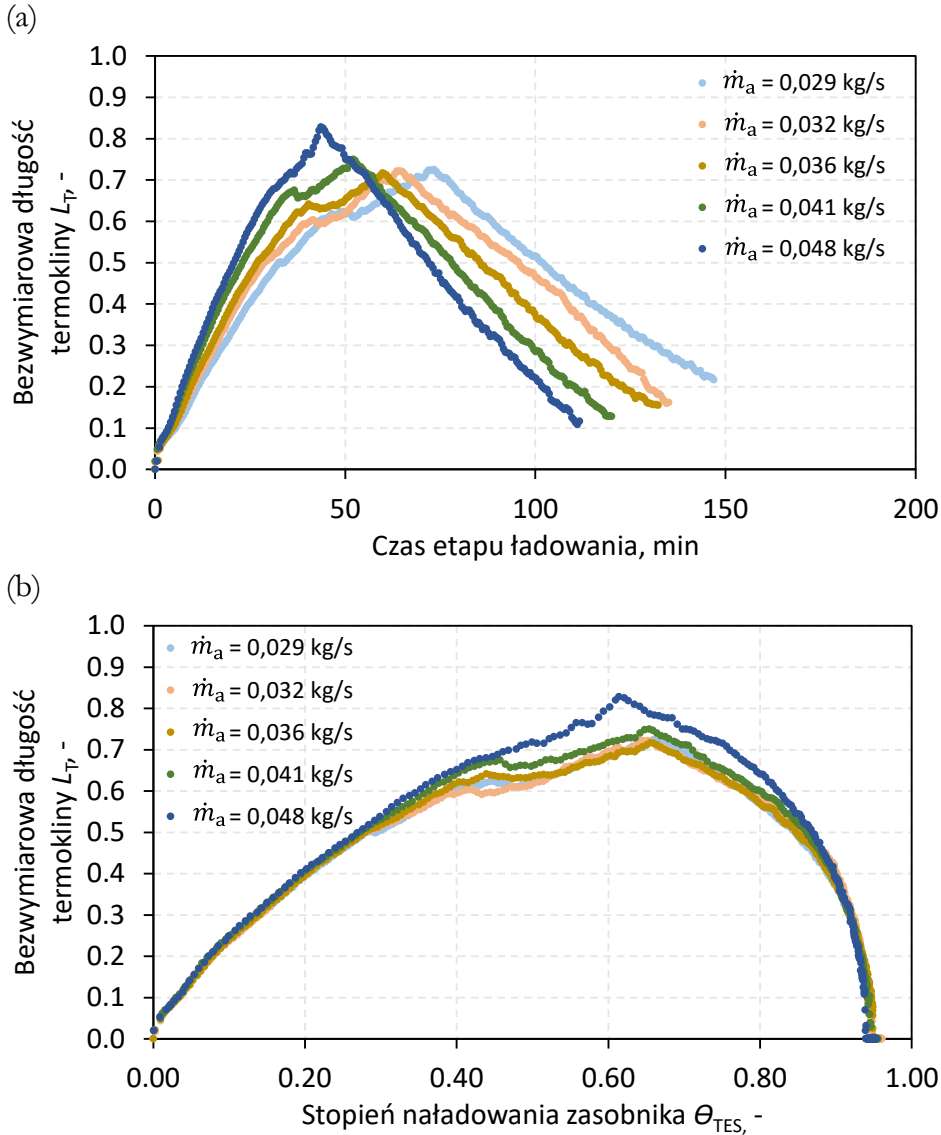


**Rysunek 2.24** Bezwymiarowe długości stref dla trzech wariantów zasobnika ciepła w funkcji czasu etapu ładowania ((a) – (c)) oraz stopnia naładowania ((d) – (f)) dla zbliżonych wartości gęstości strumienia przepływającego powietrza: kolor czerwony – strefa wysokiej temperatury; kolor zielony – strefa termokliny; kolor niebieski – strefa minimalnej temperatury.

Serie eksperymentalne przeprowadzone zostały przy średniej gęstości strumienia przepływu powietrza równym  $0,833 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$  dla Wariantu I,  $0,836 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$  dla Wariantu II oraz  $0,810 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$  dla Wariantu III, co odpowiada strumieniom masowym  $\dot{m}_a$  równym  $0,0296 \text{ kg/s}$ ,  $0,0468 \text{ kg/s}$  i  $0,0775 \text{ kg/s}$ . Wartość średniej kryterialnej liczby Biota dla wskazanych serii pomiarowych wyniosła odpowiednio 0,34, 0,39 oraz 0,33. Wyniki przedstawione na Rysunkach 2.24 (a) – (f) wskazują, że wraz ze wzrostem strumienia masowego powietrza obserwowany jest

także wzrost maksymalnej długości strefy termokliny. Ze względu na zbliżoną pojemność cieplną badanych zasobników wraz ze spadkiem smukłości  $\varphi_{TES}$  odnotowano skrócenie czasu osiągnięcia maksymalnej wartości  $L_T$ . Jest to efekt wzrostu wartości strumienia masowego powietrza i tym samym dostarczanej ilości ciepła. W przypadku serii eksperymentalnej z wykorzystaniem Wariantu III zasobnika ciepła zaobserwowano wzrost udziału strefy maksymalnej temperatury po 17 minutach oraz całkowity zanik strefy minimalnej temperatury po 21 minutach etapu ładowania. Maksymalna wartość  $L_T$ , równa 0,87, została odnotowana dla stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  równego 0,56. Dla pozostałych wariantów badanych zasobników ciepła maksymalne wartości  $L_T$  wynosiły odpowiednio 0,72 dla Wariantu I oraz 0,74 dla Wariantu II osiągnięte dla wartości  $\theta_{TES}$  0,67 i 0,62. Wcześniejszy zanik strefy minimalnej temperatury bezpośrednio skorelowany jest z wystąpieniem straty wylotowej z zasobnika ciepła. Oznacza to, że wraz ze spadkiem parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  redukcji ulega zakres operacyjny stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ , w którym magazyn ciepła może być eksploatowany.

Na Rysunku 2.25 przedstawiono wpływ strumienia masowego powietrza na długość termokliny w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła w Wariacie I.



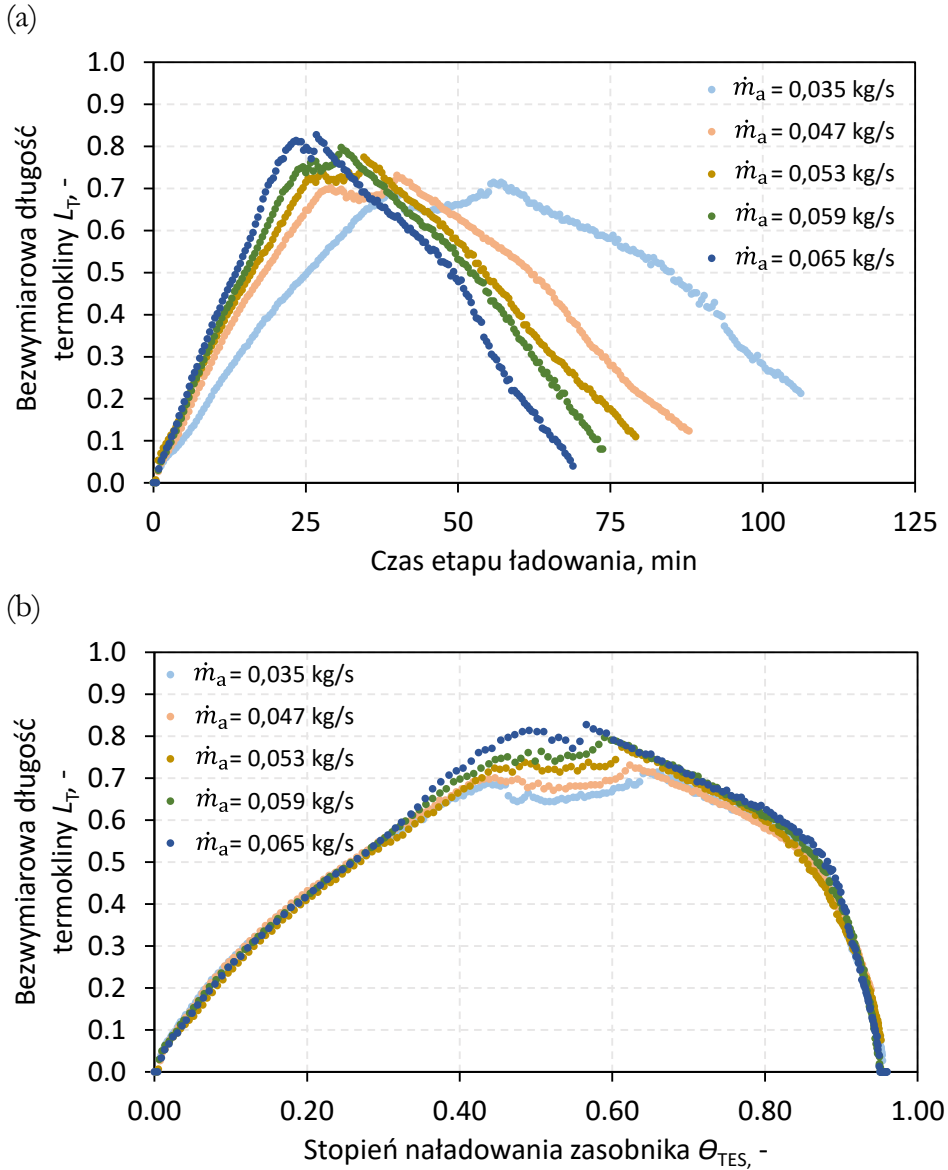
**Rysunek 2.25** Wpływ strumienia masowego powietrza w czasie etapu ładowania na długość termokliny dla Wariantu I zasobnika: (a) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji czasu etapu ładowania; (b) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji stopnia naładowania zasobnika

Wyniki przedstawione na Rys. 2.25 wskazują, że strumień masowy powietrza ma istotny wpływ na osiąganą długość termokliny. Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem strumienia powietrza rośnie intensywność przyrostu długości termokliny w początkowej fazie etapu

---

ładowania. Dla serii pomiarowych w zakresie średniego strumienia masowego powietrza od 0,029 kg/s do 0,041 kg/s odnotowano nieznaczny, chwilowy spadek długości termokliny przed osiągnięciem wartości maksymalnej, co bezpośrednio wskazuje na wystąpienie wzrostu udziału strefy wysokiej temperatury  $L_{max}$  zgodnie z tendencją obserwowaną na Rys. 2.23 i 2.24. W przypadku serii pomiarowej prowadzonej przy strumieniu masowym powietrza równym 0,048 kg/s zaobserwowano jedynie spadek intensywności przyrostu długości termokliny przed osiągnięciem wartości maksymalnej równej 0,83. Wskazuje to bezpośrednio na skrócenie czasu pomiędzy początkowym wzrostem udziału strefy maksymalnej temperatury  $L_{Max}$  a zanikiem strefy minimalnej temperatury  $L_{Min}$ . Średnie wartości liczby Biota dla serii pomiarowych przedstawionych na Rysunku 2.25 mieściły się w zakresie od 0,34 do 0,46.

Na Rysunku 2.26 przedstawiono wpływ strumienia masowego powietrza na długość termokliny w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła w Wariancie II.



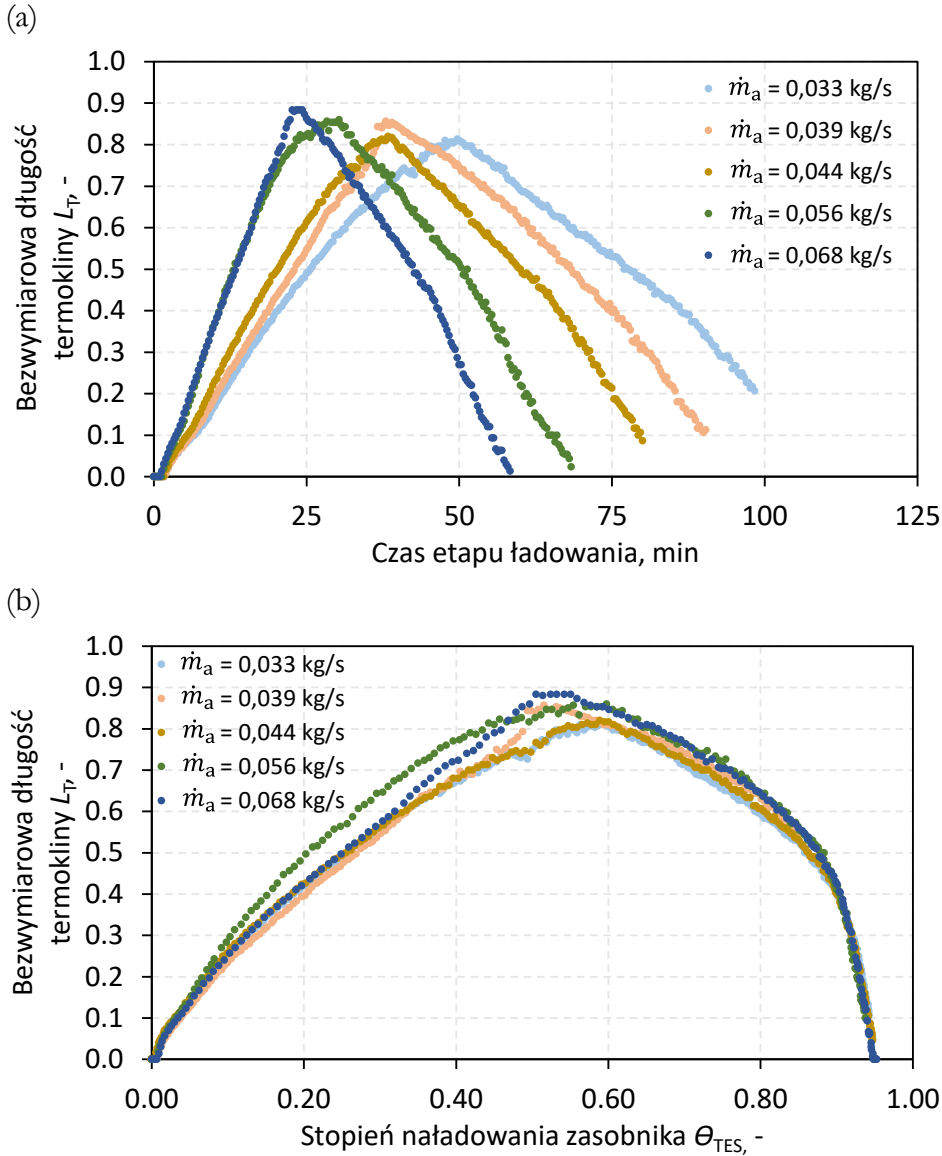
**Rysunek 2.26** Wpływ strumienia masowego powietrza w czasie etapu ładowania na długość termokliny dla Wariantu II zasobnika: (a) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji czasu etapu ładowania; (b) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji stopnia naładowania zasobnika

Dla wszystkich pomiarów eksperymentalnych przedstawionych na Rys. 2.26 (a) – (b) zaobserwowano chwilowy spadek udziału długości termokliny przed osiągnięciem wartości maksymalnej, co koresponduje

---

z danymi przedstawionymi na Rys. 2.24 (b) oraz Rys. 2.25 (b). Dla Wariantu II zasobnika ciepła, tak jak dla Wariantu I, zaobserwowano, że wraz ze wzrostem wartości strumienia masowego powietrza rośnie intensywność przyrostu długości termokliny  $L_T$ . Ponadto, osiąga ona wyższą wartość maksymalną, a także skróceniu ulega czas pomiędzy chwilowym spadkiem przyrostu wartości a osiągnięciem wartości maksymalnej. Dla serii pomiarowej o średnim strumieniu masowym równym 0,035 kg/s maksymalna uzyskana wartość  $L_T$  wyniosła 0,71 i została odnotowana dla stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  równego 0,65. W przypadku serii eksperymentalnej o najwyższej wartości strumienia masowego przepływu powietrza, tj. 0,065 kg/s, maksymalna wartość  $L_T$  wyniosła 0,83 dla stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  równego 0,57. Średnie wartości liczby Biota dla serii pomiarowych przedstawionych na Rys. 2.26 mieściły się w zakresie od 0,33 do 0,48.

Na Rysunku 2.27 przedstawiono wpływ strumienia masowego powietrza na długość termokliny w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła w Wariancie III.



**Rysunek 2.27** Wpływ strumienia masowego powietrza w czasie etapu ładowania na długość termokliny dla Wariantu III zasobnika: (a) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji czasu etapu ładowania; (b) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji stopnia naładowania zasobnika

W przypadku danych przedstawionych na Rys. 2.27 (a) nie odnotowano wyraźnego spadku intensywności przyrostu długości termokliny przed osiągnięciem jej maksymalnej wartości. Zgodnie z obserwacjami opisanymi na podstawie Rys. 2.24 (c), świadczy



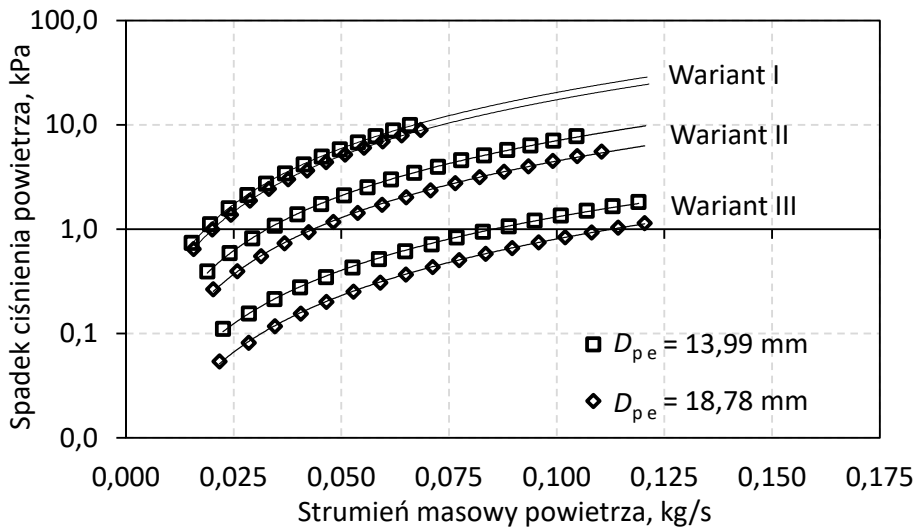
to o stosunkowo krótkim czasie pomiędzy wzrostem udziału strefy maksymalnej temperatury a zanikiem strefy temperatury minimalnej dla całego przedstawionego, badanego zakresu strumienia masowego powietrza. Maksymalna bezwymiarowa długość termokliny wyniosła 0,88 dla strumienia masowego powietrza równego 0,068 kg/s i została odnotowana dla stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  równego 0,51. W przypadku serii pomiarowej cechującej się najniższą średnią wartością strumienia masowego powietrza, tj. 0,33 kg/s, maksymalna wartość  $L_T$  wyniosła 0,81 i została osiągnięta dla stopnia naładowania zasobnika ciepła równego 0,58. Średnie wartości liczby Biota dla serii pomiarowych przedstawionych na Rysunku 2.27 mieściły się w zakresie od 0,21 do 0,31.

Analiza porównawcza wyników przedstawionych na Rys. 2.25 – 2.27 wskazuje, że dla Wariantów I i II zasobnika ciepła wraz ze spadkiem wartości strumienia masowego powietrza obserwowane jest wydłużenie czasu pomiędzy spadkiem intensywności przyrostu udziału bezwymiarowej strefy termokliny a osiągnięciem jej wartości maksymalnej. Wykazano także, że maksymalna wartość  $L_T$  dla każdego z badanych wariantów jest zależna od strumienia masowego przepływającego nośnika ciepła i maleje wraz z jego spadkiem. W przypadku Wariantu III zasobnika dla żadnej z serii pomiarowych nie odnotowano wyraźnego spadku intensywności przyrostu udziału bezwymiarowej długości termokliny  $L_T$ . Na podstawie przeprowadzonych pomiarów można stwierdzić, że wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości zasobnika ciepła obserwowane jest skrócenie czasu pomiędzy przyrostem długości strefy maksymalnych temperatur  $L_{Max}$  a zanikiem strefy minimalnych temperatur materiału akumulacyjnego  $L_{Min}$ .

Ponadto dla każdego wariantu zasobnika zaobserwowano, że przy wykorzystaniu złoża skalnego z elementami o średnicy  $D_{pe} = 13,99$  mm maksymalna zarejestrowana długość termokliny  $L_T$  była niższa niż w przypadku wykorzystania skał charakteryzujących się  $D_{pe} = 18,78$  mm i została odnotowana dla wyższej wartości stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ . Średnia bezwymiarowa długość termokliny w przypadku Wariantu III zasobnika wyniosła 0,83 dla  $D_{pe} = 13,99$  mm oraz 0,90 dla  $D_{pe} = 18,78$  mm. Dla Wariantu II wartości te wynosiły odpowiednio 0,71

oraz 0,78, a w przypadku Wariantu I 0,79 i 0,84. Zależności te wskazują na wzrost intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym, co skutkuje szybszym wzrostem udziału strefy maksymalnych temperatur  $L_{Max}$  oraz opóźnieniem wystąpienia straty wylotowej z zasobnika. Należy pamiętać, że w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych zasobnik ciepła z wypełnieniem porowatym nie będzie wykorzystywać maksymalnej pojemności cieplnej, gdyż wiązałoby się to ze znacznymi stratami energii ze względu na stratę wylotową. Wysoka temperatura wylotowa z zasobnika ciepła może mieć także negatywny wpływ na inne elementy systemu magazynowania energii. Według danych przedstawionych na Rysunku 2.23 dla zasobnika ciepła w Wariacie I najpóźniej odnotowano zanik strefy najniższej temperatury. Na tej podstawie można stwierdzić, że wraz ze wzrostem parametru smukłości zasobnika TES zwiększa się zakres operacyjny magazynu ciepła biorąc pod uwagę jego stopień naładowania i czas wystąpienia straty wylotowej.

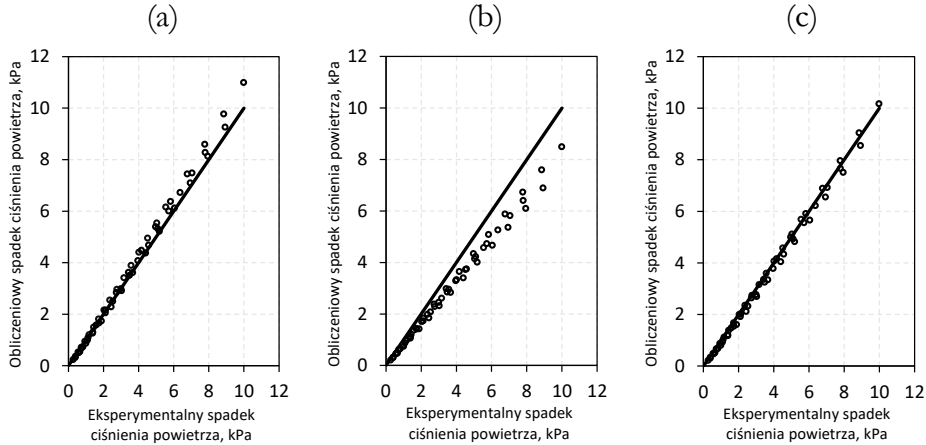
Badania eksperymentalne objęły także wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złoża akumulacyjne w zależności od strumienia masowego powietrza, badanego wariantu zasobnika i złoża skalnego charakteryzującego się określoną średnicą ekwiwalentną elementów. Na Rysunku 2.28 przedstawiono uzyskane charakterystyki spadku ciśnienia powietrza.



**Rysunek 2.28** Spadek ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła

Wyniki zaprezentowane na Rys. 2.28 zostały uzyskane na drodze tłoczenia przez złoże akumulacyjne nieogrzewanego powietrza w temperaturze otoczenia. Pomiary prowadzone były do momentu osiągnięcia maksymalnego zakresu pomiarowego przetwornika różnicy ciśnień (tj. 10 kPa) lub maksymalnej prędkości obrotowej wentylatora. Eksperymentalnie potwierdzono, że wraz ze wzrostem parametru smukłości zasobnika  $\varphi_{TES}$  obserwowany jest wzrost wartości spadku ciśnienia przepływającego przez złoże. Zależność ta jest efektem wpływu dwóch czynników, tj. wzrostu prędkości przepływu powietrza przez złoże akumulacyjne przy zachowaniu tej samej wartości strumienia masowego  $\dot{m}_a$  oraz wzrostu długości zasobnika  $H_{TES}$ . Przykładowo, dla strumienia masowego powietrza równego 0,062 kg/s i średnicy ekwiwalentnej materiału akumulacyjnego  $D_{pe} = 13,99$  mm estymowana, na podstawie zależności przedstawionych na Rys. 2.28, wartość spadku ciśnienia powietrza wyniosła odpowiednio 8,84 kPa dla Wariantu I, 3,04 kPa dla Wariantu II oraz 0,58 kPa dla Wariantu III. Eksperymentalnie potwierdzono też, że na wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złoże akumulacyjne, zgodnie z Równaniem (2.5), ma również wpływ średnica ekwiwalentna jego elementów  $D_{pe}$ . W przypadku Wariantu III zasobnika dla strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  równego 0,07 kg/s oraz  $D_{pe}$  o wartości 13,99 mm uzyskana wartość spadku ciśnienia powietrza wyniosła 714 Pa, natomiast w przypadku  $D_{pe}$  równego 18,78 mm wyniosła 423 Pa.

Otrzymane wyniki eksperymentalne w zakresie spadku ciśnienia powietrza zestawiono z korelacjami na współczynniki tarcia, które przedstawiono w Równaniach (2.3), (2.7) i (2.8). W obliczeniach wykorzystano wyznaczone średnice ekwiwalentne elementów złoża skalnego  $D_{pe}$  obu frakcji. Wyniki przedstawiono na Rysunku 2.29.



**Rysunek 2.29** Porównanie wyników eksperymentalnych wartości spadku ciśnienia i wyników obliczeniowych: (a) Równanie Erguna [234]; (b) Równanie Carmana [228]; (c) Równanie Ozahiego [229]

Wartości spadku ciśnienia powietrza zostały uzyskane dla prędkości przepływu powietrza w zakresie od 0,28 m/s do 1,64 m/s, co odpowiadało zakresowi liczby Reynoldsa  $257 < Re_{Erg} < 1972$  oraz  $412 < Re_m < 3227$ . Wyniki przedstawione na Rys. 2.29 (a) potwierdzają obserwacje autorów [227] w zakresie przeszacowania rezultatów obliczeniowych uzyskiwanych przy wykorzystaniu równania Erguna względem danych eksperymentalnych, szczególnie w obszarze przepływów charakteryzujących się wartościami liczby Reynoldsa  $Re_m$  powyżej 700. Odchylenie wyników obliczeniowych od eksperymentalnych, zaprezentowanych na Rys. 2.29, obliczono za pomocą błędu względnego  $\delta_p$  definiowanego jako:

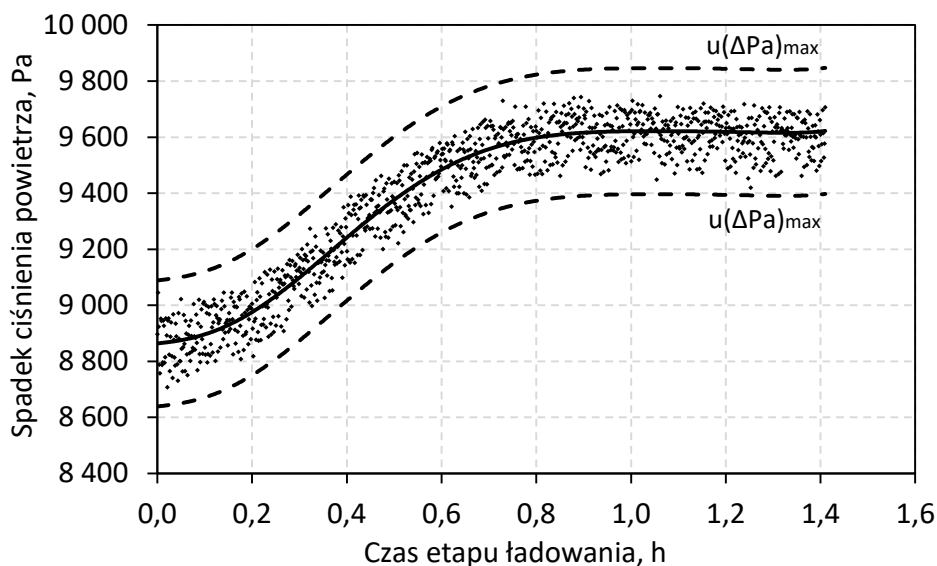
$$\delta_p = \frac{|p_{num} - p_{eksp}|}{p_{eksp}}, \quad (2.34)$$

gdzie  $p_{num}$  i  $p_{eksp}$  to odpowiednio obliczeniowa i eksperymentalna wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła.

Największy odnotowany błąd względny  $\delta_p$  wyniósł 18,24% przy średniej ze wszystkich wartości na poziomie 6,31%. Najniższą dokładność predykcji wartości spadku ciśnienia powietrza uzyskano przy zastosowaniu korelacji zaproponowanej przez Carmana [228]. Największa wartość błędu

względny wyniosła 25,79% przy średniej wartości na poziomie 18,02%. Najlepszym dopasowaniem wykazały się rezultaty uzyskane przy wykorzystaniu Równania (2.8), co przedstawiono na Rys. 2.29 (c). Średnia wartość błędu względnego  $\delta_p$  szacowanej wartości spadku ciśnienia wyniosła 5,83% w zdefiniowanym zakresie stosowności korelacji, tj.  $Re_m > 700$ , przy maksymalnym błędzie na poziomie 13,97%. Należy jednak podkreślić, że na eksperymentalne wartości spadku ciśnienia powietrza mogły mieć wpływ czynniki wynikające z konstrukcji stanowiska laboratoryjnego. Punkty pomiarowe zostały zlokalizowane w komorze wlotowej i wylotowej, zatem nie bezpośrednio przy początku i końcu złoza akumulacyjnego. Ponadto materiał skalny osadzony jest na sicie znajdującym się na łączeniu zasobnika ciepła z komorą wylotową, co również wpływa na uzyskiwaną wartość spadku ciśnienia powietrza.

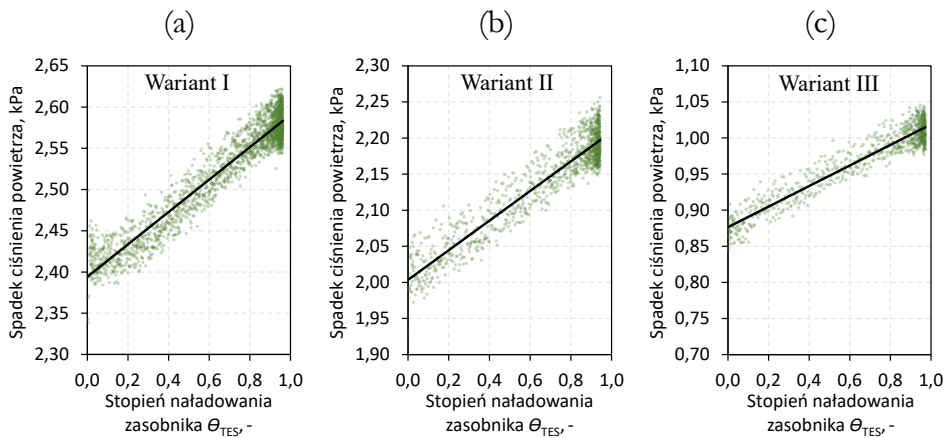
Na Rysunku 2.30 przedstawiono przebieg wartości spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła wraz z oznaczeniem maksymalnej niepewności pomiaru spadku ciśnienia powietrza obliczonej zgodnie z metodyką przedstawioną w Załączniku 2.



**Rysunek 2.30** Wartość spadku ciśnienia powietrza wraz z oznaczeniem maksymalnej niepewności pomiarowej

Jak pokazano na Rys. 2.30, w czasie etapu ładowania obserwowana jest zmienna wartość spadku ciśnienia powietrza. Przedstawiona charakterystyka została uzyskana dla średniego strumienia masowego powietrza równego  $0,058 \text{ kg/s}$  przepływającego przez zasobnik w Wariancie I z wykorzystaniem kamieni bazaltowych o średnicy ekwiwalentnej  $D_{pe} = 13,99 \text{ mm}$ . Maksymalna temperatura powietrza wlotowego do zasobnika ciepła wyniosła  $353,95 \text{ K}$ . W pierwszych 48 minutach etapu mierzona wartość rośnie od około  $8800 \text{ Pa}$  do  $9600 \text{ Pa}$ , a następnie stabilizuje się aż do końca serii eksperymentalnej. Wszystkie uzyskane wyniki eksperymentalne mieszczą się w granicach maksymalnej niepewności pomiarowej  $u(\Delta Pa)_{max}$ .

Na Rysunku 2.31 przedstawiono wartości eksperymentalnego spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik w funkcji stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ .



**Rysunek 2.31** Wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła w funkcji stopnia naładowania  $\theta_{TES}$

Jak wykazano na Rys. 2.31, odnotowano niemal liniową zależność pomiędzy wartością spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania a stopniem naładowania  $\theta_{TES}$  dla wszystkich badanych wariantów zasobnika ciepła. Efekt ten związany jest ze wzrostem prędkości przepływu powietrza przez złożę porowate w wyniku wzrostu jego temperatury.

## 2.4 Podsumowanie badań eksperymentalnych

W Rozdziale 2 zawarto szczegółowe informacje na temat badanego eksperymentalnie, wielowariantowego zasobnika ciepła z wypełnieniem akumulacyjnym w formie złoża skalnego. Kampanie pomiarowe objęły trzy zasobniki charakteryzujące się różną wartością parametru smukłości  $\varphi_{TES}$ . Jednocześnie wszystkie badane warianty zasobników ciepła charakteryzowały się tą samą objętością złoża akumulacyjnego. Celem badań było wykazanie wpływu parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  na podstawowe parametry eksploatacyjne systemu magazynowania ciepła ze złożem porowatym, co zdefiniowano jako dotychczasową lukę badawczą. Gazem obiegowym w układzie było powietrze ogrzewane w nagrzewnicy elektrycznej w czasie etapu ładowania.

Przed rozpoczęciem właściwych pomiarów eksperymentalnych przeprowadzono analizę kryterialną, której celem było wytypowanie materiału w celu jego wykorzystania jako złoża akumulującego ciepło. Na drodze analizy opartej o trzy główne kryteria, wybrano kruszone skały bazaltowe o dwóch granulacjach. Przedstawiono metodykę określenia średnicy ekwiwalentnej dla każdej z granulacji, która uwzględniała parametr sferyczności skal kruszonych. Obliczono, że utworzone złoża akumulacyjne charakteryzowały się średnicą ekwiwalentną elementów skalnych  $D_{pe}$  równą 13,99 mm oraz 18,78 mm.

W trakcie kampanii pomiarowej skupiono się na pomiarze temperatury materiału akumulacyjnego w 10 punktach rozmieszczonych wzdłuż osi zasobników. Wartością mierzoną był także spadek ciśnienia powietrza przepływającego przez złożo akumulacyjne. Maksymalna dopuszczalna temperatura powietrza wlotowego do zasobnika ciepła wynosiła 110 °C (373,15 K), a maksymalny dopuszczalny spadek ciśnienia powietrza wynosił 10 kPa. Ograniczenia te wynikały z charakterystyki wykorzystanych elementów stanowiska laboratoryjnego oraz parametrów urządzeń pomiarowych. Pomiarom podlegał także strumień masowy powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła przy utrzymaniu tej samej prędkości obrotowej dmuchawy w czasie serii eksperymentalnej.

Dla każdej z przeprowadzonych serii pomiarowych wyznaczono zmianę stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  w czasie etapu ładowania, wartość bezwymiarowej długości termokliny  $L_T$  oraz czas wystąpienia progowej wartości straty wylotowej w czasie etapu ładowania  $T_o$ . Analiza rezultatów eksperymentalnych pozwoliła na sformułowanie następujących obserwacji:

- Wraz ze wzrostem parametru smukłości zasobnika  $\varphi_{TES}$  rośnie wartość spadku ciśnienia powietrza  $\Delta p$  przepływającego przez złoże dla tej samej wartości strumienia masowego  $\dot{m}_a$ . Maksymalna zarejestrowana wartość spadku ciśnienia wyniosła 9,98 kPa dla strumienia masowego powietrza równego 0,066 kg/s i wariantu zasobnika cechującego się najwyższą smukłością ( $\varphi_{TES} = 14,08$ ). Dla porównania, dla strumienia masowego powietrza równego 0,12 kg/s i wariantu zasobnika o najniższej badanej smukłości ( $\varphi_{TES} = 3,06$ ) zarejestrowany spadek ciśnienia powietrza wyniósł 1,81 kPa.
- Zastosowanie złoża skalnego cechującego się mniejszą wartością średnicy ekwiwalentnej elementów  $D_{pe}$  skutkuje uzyskaniem wyższej wartości spadku ciśnienia powietrza  $\Delta p$  dla tego samego wariantu zasobnika ciepła i strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$ . Dla badanej geometrii w Wariancie II ( $\varphi_{TES} = 7,11$ ) i strumienia masowego powietrza równego 0,09 kg/s wartość spadku ciśnienia wyniosła 4,51 kPa i 7,04 kPa dla  $D_{pe}$  równych odpowiednio 18,78 mm oraz 13,99 mm.
- Wykazano, że czas osiągnięcia danej wartości stopnia naładowania zasobnika TES  $\theta_{TES}$  jest silnie zależny od wartości strumienia masowego powietrza. Jednocześnie nie odnotowano znaczącego wpływu ekwiwalentnej średnicy elementów materiału akumulacyjnego  $D_{pe}$  intensywność przyrostu wartości tego parametru.
- Dla wszystkich przeprowadzonych serii eksperymentalnych, przy wykorzystaniu trzech wariantów zasobnika, odnotowano znaczny wzrost straty wylotowej  $T_o$  po osiągnięciu wartości stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  w przedziale od 0,60 do 0,70. Jednocześnie zaobserwowano, że wartość  $\theta_{TES}$  do tego poziomu przyrastała niemal liniowo, a następnie intensywność ta wyraźnie spadała asymptotycznie



zblizając się do wartości  $\theta_{TES} \approx 0,95$ . Zależność tą powiązano z wyczerpywaniem się zdolności magazynowych złoża akumulacyjnego.

- Zaobserwowano, że wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik TES  $\Delta p$  rośnie czasie etapu ładowania i oraz maleje w czasie rozładowywania przy zachowaniu tej samej prędkości obrotowej dmuchawy. Na podstawie opracowanych serii eksperymentalnych wykazano liniową zależność pomiędzy wartością spadku ciśnienia powietrza i stopniem naładowania zasobnika TES  $\theta_{TES}$ . Jest to bezpośredni efekt wzrostu prędkości przepływu powietrza przez zasobnik na skutek przyrostu temperatury złoża akumulacyjnego.
- Wykazano, że wartość ekwiwalentnej średnicy elementów złoża akumulacyjnego  $D_{pe}$  ma wpływ na czas wystąpienia progowej wartości straty wylotowej  $T_o$  – wraz ze wzrostem wartości  $D_{pe}$  czas ten ulega redukcji, co wynika ze spadku intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a złożem skalnym. Dla Wariantu II zasobnika,  $D_{pe} = 18,78$  mm czas wystąpienia straty wylotowej  $T_o$  wyniósł 26,51 minuty, natomiast dla  $D_{pe} = 13,99$  mm 31,41 minuty, co osiągnięto dla gęstości strumienia masowego przepływu powietrza równego odpowiednio  $1,16 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$  oraz  $1,17 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ .
- Dla wszystkich badanych wariantów zasobnika ciepła wykazano, że wraz ze wzrostem wartości strumienia masowego powietrza przepływającego przez złożo akumulacyjne rośnie zarówno intensywność przyrostu bezwymiarowej długości termokliny  $L_T$  jak i jej odnotowywana wartość maksymalna. Zaobserwowano, że dla zbliżonej wartości strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  zanik strefy najniższej temperatury najpóźniej obserwowany jest dla Wariantu I zasobnika cechującego się najwyższą wartością parametru smukłości  $\phi_{TES}$ . Zjawisko to bezpośrednio koresponduje ze zidentyfikowaną zależnością pomiędzy czasem wystąpienia straty wylotowej  $T_o$  oraz wartością parametru smukłości zasobnika  $\phi_{TES}$  ciepła.
- Zaobserwowano, że charakter przyrostu wartości  $L_T$  zależny jest od wartości strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  przepływającego przez złożo akumulacyjne - im wyższa wartość  $\dot{m}_a$ , tym mniej wyraźny jest spadek intensywności przyrostu  $L_T$ . Spadek ten zidentyfikowany

został jako moment wzrostu udziału strefy maksymalnej temperatury  $L_{max}$  przy wartości bezwymiarowej strefy minimalnej temperatury  $L_{min} > 0$ . Wynika z tego, że wraz ze wzrostem strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  zmniejsza się zakres stosowalności zasobnika ciepła o stałej objętości złoża ze względu na skrócenie czasu pomiędzy wzrostem  $L_{max}$  a  $L_{min} = 0$ , a zmagazynowane ciepło cechuje się niższym potencjałem temperaturowym.

- Zmiana charakteru przyrostu wartości  $L_T$  była najmniej wyraźna w przypadku wyników eksperymentalnych uzyskanych przy wykorzystaniu zasobnika w Wariancie III o najniższej smukłości  $\phi_{TES}$ . Wskazuje to na przyspieszone wystąpienie progowej straty wylotowej  $T_o$  z zasobnika oraz niskiej intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym.

Przyszłe badania eksperymentalne zasobników ciepła powinny zostać ukierunkowane na weryfikację ich parametrów operacyjnych z wykorzystaniem innych materiałów akumulacyjnych. Szczególną uwagę należy poświęcić materiałom ceramicznym o charakterze odpadowym z innych procesów przemysłowych. Materiały te mogą być dowolnie formowane, co może istotnie wpływać na spadek ciśnienia przepływającego gazu, a także intensywność wymiany ciepła.

Ponadto, przyszłe badania zasobników ciepła w skali laboratoryjnej powinny obejmować pomiar temperatury materiału akumulacyjnego w kierunku promieniowym, co pozwoliłoby na dokładniejsze szacowanie wartości takich parametrów jak stopień naładowania  $\theta_{TES}$ .

### 3. Badania numeryczne

Badania ukierunkowane na modelowanie przepływu ciepła i masy w obrębie złoża akumulacyjnego prowadzone są od ponad stu lat, a ich rezultaty znajdują zastosowanie zarówno w sektorze magazynowania ciepła jak i jądrowym, wydobywczym i chemicznym. Podstawą dla modelowania przepływu płynu przez materiał porowaty jest prawo Darcy'ego sformułowane w 1856 roku [250]. Schumann w 1929 roku przedstawił koncepcję, która do dziś stanowi najprostsze podejście do analitycznego rozwiązywania nieustalonej wymiany ciepła pomiędzy dwoma fazami w obrębie złoża porowatego [251]. Przedstawiony model pozwala na uzyskanie zmiennego w czasie, jednowymiarowego rozkładu temperatury materiału akumulacyjnego i płynu dla adiabatycznego zasobnika ciepła. Model Schumanna jest najprostszym wariantem modelu lokalnej nierównowagi termicznej (LTNE – Local Thermal Non-Equilibrium [252]), który oparty jest o osobne równania zachowania energii dla fazy stałej i cieczy, które powiązane są ze sobą członem konwekcyjnej wymiany ciepła. Shitzer i Levy [253] uprościli podstawowy model zaprezentowany przez Schumanna oraz wykorzystali metodę Duhamela w celu dostosowania równań do obliczeń etapu ładowania przy zmiennej temperaturze gazu wlotowego do objętości złoża akumulacyjnego. Skuteczność modelu potwierdzili na drodze weryfikacji z wynikami eksperymentalnymi. Besley i Clark [254] przedstawili model numeryczny, który umożliwiał uzyskanie dwuwymiarowego, osiowosymetrycznego rozkładu temperatury materiału akumulacyjnego i płynu zarówno na etapie ładowania, jak i rozładowywania magazynu energii. Zaproponowany model obejmował także akumulację ciepła w ścianach ograniczających złożo porowate, a także ich wpływ na rozkład promieniowy elementów. Walidacja zaproponowanego modelu została przeprowadzona przy wykorzystaniu własnych danych eksperymentalnych uzyskanych na drodze badań zasobnika wypełnionego szklanymi kulami o średnicy 12,6 mm.

W ostatnich latach głównym narzędziem inżynierskim wykorzystywanym przy modelowaniu złóż porowatych jest ANSYS Fluent wykorzystujący metodę objętości skończonych oraz model lokalnej

nierównowagi termicznej [255]. Oprogramowanie do obliczeń numerycznych umożliwia prowadzenie wielowariantowych analiz o różnym stopniu dokładności. Birhanu z zespołem [256] przedstawili wyniki badań nad parametrami operacyjnymi zasobnika przy wykorzystaniu różnych nośników ciepła, tj. powietrza, pary wodnej, helu i dwutlenku węgla. W czasie analiz badano wpływ parametrów termofizycznych różnych materiałów akumulacyjnych na charakterystyki pracy zasobnika. Walidacja przedstawionego modelu numerycznego została oparta o wyniki eksperymentalne innego zespołu [167], [257]. Autorzy wykazali, że po około 5 pełnych cyklach obserwowana jest stabilizacja rozkładu temperatury materiału akumulacyjnego. Ponadto stwierdzili, że wraz ze wzrostem pojemności cieplnej i gęstości nośnika ciepła zmniejsza się udział termokliny. Badania numeryczne nad konwekcyjną wymianą ciepła w obszarze złoża akumulacyjnego prowadzone są także przy wykorzystaniu oprogramowania OpenFOAM typu open source [258]. W niniejszej publikacji autorzy zaprezentowali wyniki badań, w których badana geometria obejmowała złożę składające się z losowo usypanych sfer o różnej średnicy, a wymiana ciepła odbywała się przy zakresie liczby Reynoldsa od 50 do 2000. Rezultaty badań zgadzały się z zależnościami formułowanymi na podstawie innych badań, jednakże autorzy nie przeprowadzili walidacji proponowanego modelu przy użyciu własnych wyników eksperymentalnych.

Kothari z zespołem [259] kontynuował cykl badań numerycznych opartych o wyniki uzyskane przy wykorzystaniu własnego stanowiska laboratoryjnego z magnetytem jako materiałem akumulacyjnym. W przywołanej pracy wykorzystano także parametry termofizyczne skał bazaltowych i granitowych. Autorzy wykazali, że różnica pomiędzy maksymalną temperaturą złoża a średnią temperaturą powietrza wylotowego na etapie rozładowywania zmniejsza się wraz ze wzrostem strumienia masowego powietrza. Ponadto magnetyt, ze względu na najwyższą gęstość spośród wykorzystanych materiałów akumulacyjnych, zapewniał najbardziej korzystne charakterystyki cieplne zasobnika. Autorzy przeprowadzili także badania nad rolą porowatości

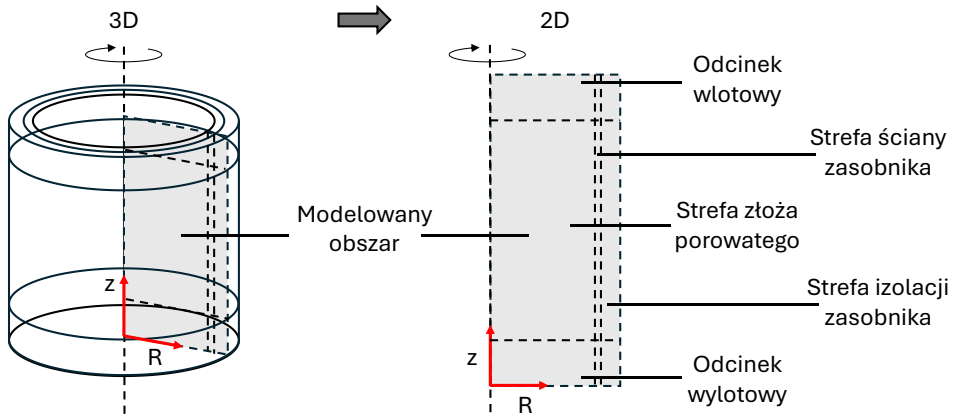
złoża akumulacyjnego, jednakże nie uwzględnili oni jej rozkładu w kierunku promieniowym będącego rezultatem wpływu ściany zasobnika.

Na podstawie przeglądu literaturowego stwierdzono, że dotychczasowe badania skupiały się na wielowariantowych analizach zasobników ciepła, a ich celem było wykazanie wpływu takich parametrów jak porowatość złoża, rodzaj materiału akumulacyjnego oraz nośnika ciepła czy smukłość zasobnika na jego parametry operacyjne. Dostępne wyniki badań nie zostały jednak oparte o odpowiednio szeroką walidację modeli, w której ograniczano się jedynie do potwierdzenia zgodności wyników numerycznych i eksperymentalnych przy wykorzystaniu jednego wariantu zasobnika ciepła.

Głównym celem niniejszego rozdziału jest prezentacja modelu numerycznego w ANSYS Fluent, którego stosowalność potwierdzona została dla wszystkich trzech badanych wariantów zasobnika ciepła, zarówno w zakresie zmian temperatury w punktach pomiarowych, jak i wartości spadku ciśnienia powietrza. Model numeryczny został rozbudowany o szereg funkcjonalności, które pozwoliły na osiągnięcie dostatecznej precyzji otrzymywanych wyników. W ramach badań skupiono się nad wykazaniem wpływu smukłości zasobnika ciepła, średnicy materiału akumulacyjnego oraz strumienia masowego przepływającego powietrza na parametry operacyjne zasobnika w pełnym cyklu jego pracy.

### **3.1 Model numeryczny**

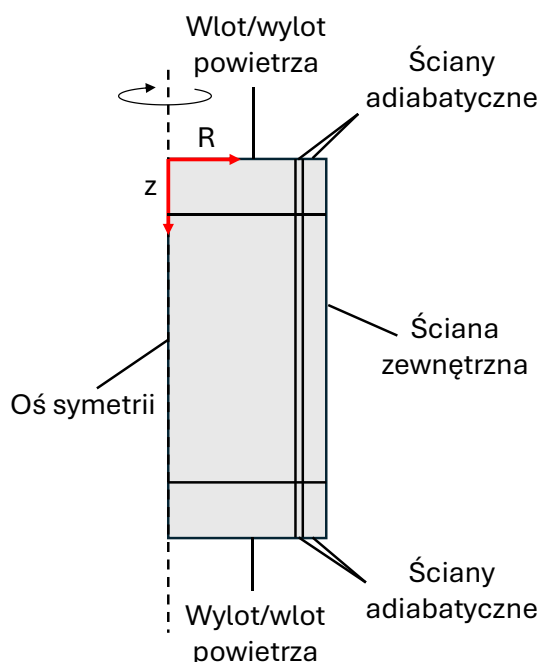
Modele badanych zasobników ciepła zostały wykonane w programie ANSYS 2024 R1 oraz jego wbudowanych modułach umożliwiających modelowanie geometrii, dyskretyzację domeny obliczeniowej na drodze utworzenia odpowiedniej siatki numerycznej oraz rozwiązywanie wybranych równań odpowiadających rozpatrywanemu zagadnieniu w oparciu o metodę objętości skończonych. W procesie modelowania zasobnika ciepła wykorzystano jego osiowosymetryczność, dzięki czemu zagadnienie zredukowano do dwóch wymiarów. Koncepcję tej techniki zaprezentowano na Rysunku 3.1.



**Rysunek 3.1** Wizualizacja przekształcenia domeny obliczeniowej ze wskazaniem jej podziału na strefy

Zgodnie z koncepcją przedstawioną na Rysunku 3.1, wykorzystanie funkcji AxiSymmetric 2D pozwoliło na zachowanie oryginalnego podziału domeny obliczeniowej na strefy odpowiadające rzeczywistym obszarom identyfikowanym w zasobniku ciepła ze złożem akumulacyjnym. Obliczenia prowadzone są jednak tylko dla dwuwymiarowego wycinka, a uzyskane wyniki są symetryczne względem osi obrotu.

Strefa złoża porowatego stanowi odwzorowanie złoża akumulacyjnego w zasobniku ciepła. Długość i szerokość tej strefy stanowią jednocześnie rzeczywistą wysokość  $H_{TES}$  i średnicę  $D_{TES}$  zasobnika, który podlegał badaniom w dalszych analizach numerycznych. Odcinek wlotowy i wylotowy są obszarami pomocniczymi, a w każdym modelowanym wariancie mają długość 20 cm. Ich rolą jest zapewnienie stabilnego przepływu powietrza o rozwiniętym promieniowym profilu prędkości na wlocie do strefy złoża porowatego. Dla każdego z badanych przypadków szerokość strefy ściany zasobnika wynosi 3 mm, co odpowiada grubości ścian płaszcza stalowego zasobnika w trzech jego wariantach objętych badaniami eksperymentalnymi. Strefa ta posiada przypisane parametry termofizyczne stali nierdzewnej, co omówiono w Podrozdziale 3.1.3. Strefa izolacji zasobnika, której przypisano parametry termofizyczne wełny szklanej, jest strefą opcjonalną, zależną od badanego wariantu. Na Rysunku 3.2 zidentyfikowano krawędzie domeny obliczeniowej, dla których zdefiniowano warunki brzegowe.



**Rysunek 3.2** Wizualizacja domeny obliczeniowej ze wskazaniem krawędzi domeny obliczeniowej i odpowiadającym im warunków brzegowych

Podstawowym założeniem podczas badań numerycznych jest podział cyklu działania zasobnika na trzy etapy: ładowania, magazynowania i rozładowywania ciepła. Biorąc pod uwagę charakter wielkoskalowego systemu magazynowania energii, który stanowi podstawę dla koncepcji niniejszych badań (Rys. 1.1), przepływ powietrza przez złożę akumulacyjne jest dwukierunkowy i zależy od aktualnego etapu danego cyklu. Warunek brzegowy wlotu na krawędzi domeny realizowany jest poprzez zadanie wartości strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  i jego temperatury  $T_{in,a}$ . Parametry te, w przypadku obliczeń korespondujących z seriami pomiarowymi, zadawane są na drodze implementacji zewnętrznych zestawów danych zależnych od czasu symulacji. Warunkiem brzegowym na wylocie powietrza z domeny obliczeniowej dla obliczeń prowadzonych dla zasobnika w skali eksperymentalnej było ciśnienie otoczenia. W czasie etapu magazynowania, tzn. przy braku wymuszonego przepływu powietrza przez złożę akumulacyjne, krawędzie wlotu i wylotu z zasobnika ciepła definiowano jako adiabatyczne ściany. Warunek

brzegowy dla ściany zewnętrznej zasobnika ciepła (Rysunek 3.2) zakładał wymianę ciepła z otoczeniem na drodze konwekcji naturalnej. Wartość współczynnika wnikania ciepła pomiędzy ścianą zewnętrzną a powietrzem otoczenia  $h_{ext}$  obliczana była w każdym kroku czasowym symulacji. Dla serii obliczeniowych korespondujących z rzeczywistymi pomiarami przyjmowano średnią temperaturę otoczenia z całego przebiegu serii eksperymentalnej jako stałą temperaturę powietrza. Dla pozostałych obliczeń przyjmowano, że temperatura otoczenia była równa temperaturze referencyjnej, tj. 293,15 K.

Modelowanie obszaru złoza skalnego wykonano przy pomocy modelu strefy porowatej w programie ANSYS Fluent, który dodaje do równania zachowania pędu człony strat wynikających z oporu lepkości oraz oporu bezwładnościowego, a także uwzględnia wpływ porowatości w przepływie. Równanie zachowania pędu dla wykorzystanego modelu jest następujące:

$$\begin{aligned} \varepsilon \rho_f \left( \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) \\ = -\varepsilon \nabla p + \nabla \cdot \left( \mu_{eff} \cdot (\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) \right) \\ - \left( \frac{\mu}{\alpha} + \frac{C_2 \rho_f}{2} |\vec{v}| \right) \vec{v} + \varepsilon \vec{F}, \end{aligned} \quad (3.1)$$

gdzie  $\varepsilon$  to porowatość złoza,  $\rho_f$  to gęstość płynu,  $\vec{v}$  to wektor prędkości,  $p$  to ciśnienie,  $\mu$  to lepkość dynamiczna płynu,  $\mu_{eff}$  to lepkość efektywna uwzględniająca lepkość turbulentną,  $\vec{F}$  to pozostałe siły zewnętrzne,  $\alpha$  to przepuszczalność ośrodka porowatego definiowana jako:

$$\alpha = \frac{D_p^2}{150} \cdot \frac{\varepsilon^3}{(1 - \varepsilon)^2}. \quad (3.2)$$

Współczynnik oporu bezwładnościowego  $C_2$  definiowany jest jako:

$$C_2 = \frac{3,5}{D_p} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3}. \quad (3.3)$$



Wymiana ciepła pomiędzy płynem a materiałem skalnym została zaimplementowana na drodze wykorzystania modelu lokalnej nierównowagi termicznej LTNE [255]. Opcja ta duplikuje obszar strefy porowatej modelu geometrycznego oraz umożliwia odpowiednie przypisanie właściwości materiałowych powietrza i materiału akumulacyjnego. Model LTNE wprowadza równanie zachowania energii dla każdego z utworzonych obszarów. Zasada zachowania energii dla strefy płynu została zdefiniowana Równaniem (3.4), natomiast dla strefy materiału akumulacyjnego Równaniem (3.5):

$$\varepsilon \rho_f c p_f \left( \frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T_f \right) = \nabla \cdot (\varepsilon k_{eff} \nabla T_f) + h_{fs} A_{fs} (T_s - T_f), \quad (3.4)$$

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c p_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot ((1 - \varepsilon) k_{eff} \nabla T_s) + h_{fs} A_{fs} (T_f - T_s), \quad (3.5)$$

gdzie  $c p_f$  i  $c p_s$  to odpowiednio pojemność cieplna właściwa dla płynu i materiału stałego,  $T_f$  i  $T_s$  to odpowiednio temperatura płynu i materiału stałego,  $h_{fs}$  to współczynnik wnikania ciepła pomiędzy płynem a materiałem stałym, a  $A_{fs}$  to powierzchnia wymiany ciepła pomiędzy płynem a materiałem stałym definiowana jako:

$$A_{fs} = 6 \cdot \frac{1 - \varepsilon}{D_p}. \quad (3.6)$$

Efektywny współczynnik przewodzenia ciepła w obrębie strefy porowatej  $k_{eff}$  obliczany jest na podstawie udziałów objętościowych materiału akumulacyjnego i powietrza zgodnie z Równaniem (3.7):

$$k_{eff} = \varepsilon \cdot k_f + (1 - \varepsilon) \cdot k_s, \quad (3.7)$$

gdzie  $k_f$  i  $k_s$  to odpowiednio współczynnik przewodzenia ciepła płynu i materiału stałego. Zasada zachowania masy dla strefy porowatej definiowana jest jako:

$$\frac{\partial(\varepsilon \rho_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon \rho_f \vec{v}) = 0. \quad (3.8)$$

Modyfikacje w zakresie podstawowych wielkości zdefiniowanych w ramach złoza porowatego możliwe są jedynie na drodze implementacji zewnętrznych makr określanych jako funkcje własne użytkownika (UDF – User Defined Functions) [260]. Narzędzie to wykorzystano do dynamicznego określania wartości współczynnika wnikania ciepła  $h_{fs}$  oraz odwzorowania wpływu ściany zasobnika na promieniowy rozkład porowatości złoza akumulacyjnego  $\varepsilon(y)$ . Proces wyboru odpowiednich korelacji na te parametry opisano w Podrozdziale 3.3.2 oraz Podrozdziale 3.1.1.

W trakcie obliczeń wykorzystano model turbulencji  $k - \omega$  SST, który jest połączeniem modeli  $k - \omega$  oraz  $k - \varepsilon$  zapewniając tym samym dobrą dokładność symulacji przepływu w całym obszarze obliczeniowym [261], [262]. Model ten wykorzystuje dwa dodatkowe równania transportu – dla energii kinetycznej turbulencji  $k$  (przedstawionego w Równaniu (3.9)) oraz właściwej szybkości rozpraszania turbulencji  $\omega$  (przedstawionego w Równaniu (3.10)), w celu wyznaczenia lepkości turbulentnej:

$$\varepsilon \rho_f \frac{\partial k}{\partial t} + \varepsilon p \vec{v} \cdot \nabla k = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \varepsilon \rho_f \beta^* k \omega, \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon \rho_f \frac{\partial \omega}{\partial t} + \varepsilon p \vec{v} \cdot \nabla \omega &= \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right) + \gamma \frac{\omega}{k} P_k - \varepsilon \rho_f \beta \omega^2 \\ &+ (1 - F_1) \frac{2p\sigma_{\omega 2}}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega, \end{aligned} \quad (3.10)$$

gdzie  $\beta^*$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  to stałe dla modelu SST,  $\sigma_k$  i  $\sigma_\omega$  to odpowiednio dyfuzyjność dla  $k$  i  $\omega$ , a  $F_1$  to tzw. funkcja przełączająca, która w zależności od bliskości przepływu od ściany umożliwia stabilne przejście pomiędzy modelami  $k - \omega$  a  $k - \varepsilon$  [263]. Człon produkcji energii turbulencji  $P_k$  definiowany jest jako:

$$P_k = \mu_t \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)^2, \quad (3.11)$$

gdzie lepkość turbulentna  $\mu_t$  definiowana jest jako:

$$\mu_t = \frac{\rho_f k}{\omega} \cdot \frac{1}{\max \left( 1, \frac{\alpha^* \omega}{S F_2} \right)}, \quad (3.12)$$

gdzie  $\alpha^*$  to stała modelu turbulencji,  $S$  to miara szybkości odkształcenia w przepływie, a  $F_2$  to funkcja tłumiąca lepkość turbulentną w warstwie przyściennej w celu zapobiegania uzyskiwaniu niefizycznych wartości [263].

Na etapie obliczeń numerycznych wykorzystano algorytm PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators), który stanowi metodę rozwiązywania sprzężonych, nieliniowych równań prędkości i ciśnienia [264]. Rekomendowany jest on dla rozwiązywania nieliniowych, niestacjonarnych zagadnień przepływowych. Algorytm PISO pozwala na utrzymanie stabilności obliczeń przy większym kroku czasowym, co jest szczególnie istotne przy modelowaniu numerycznym cyklu zasobnika ciepła działającym w wielkoskalowym systemie A-CAES. W celu uchwycenia wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym wykorzystano przybliżenia czasowe drugiego rzędu (Second Order Implicit), które pozwalają na uniknięcie nadmiernego tłumienia zmian parametrów w czasie prowadzących do błędów numerycznych. Dyskretyzacja przestrzenna równań wykonana została przy użyciu schematu drugiego rzędu.

### 3.1.1 Porowatość złoża akumulacyjnego

Podstawowy model zaimplementowany do ANSYS Fluent pozwala na opisanie obszaru porowatego jako izotropowego we wszystkich kierunkach w zakresie wartości porowatości złoża. W konsekwencji parametry przepuszczalności (Równanie (3.2)), straty bezwładnościowej (Równanie (3.3)) i powierzchni wymiany ciepła  $A_{fs}$  pomiędzy płynem a materiałem skalnym (Równanie (3.6)) również pozostają wartością stałą

w całej objętości zasobnika. Roblee i inni [265] oraz Benenati i Brosilow [266] eksperymentalnie dowiedli, że wartość porowatości złoże w kierunku promieniowym jest ściśle związana z odległością od ściany ograniczającej to złoże i w jej pobliżu osiąga wartość maksymalną. Vortmeyer i Schuster [267] dowiedli także, że zmiana porowatości w pobliżu ściany skutkuje nawet pięciokrotnym wzrostem prędkości przepływu płynu w tym obszarze w porównaniu do prędkości przepływu w rdzeniu złoże. White i Tien [268] na podstawie badań eksperymentalnych przedstawili wykładniczą korelację na wartość porowatości złoże skalnego w zależności od parametru  $y$ , który definiowany jest jako:

$$y = \frac{Y}{D_p}, \quad (3.13)$$

gdzie  $Y$  to dystans od ściany ograniczającej złoże skalne w kierunku promieniowym, a  $D_p$  to średnica elementów materiału skalnego. Korelację na rozkład porowatości złoże skalnego, która została także wykorzystana w badaniach numerycznych przez Cascettę i innych [175], przedstawiono w Równaniu (3.14):

$$\varepsilon(y) = \left( 1 + \left( \frac{1 - \varepsilon_\infty}{\varepsilon_\infty} \right) \cdot (1 - e^{-2y})^{1/2} \right)^{-1}, \quad (3.14)$$

gdzie  $\varepsilon_\infty$  to wartość porowatości w rdzeniu złoże porowatego. Du Toit przedstawił analizę wielu literaturowych korelacji na promieniowy rozkład porowatości [269]. Wśród wskazanych zależności przedstawił korelację oscylacyjną, którą zaproponował Martin [270] na podstawie danych eksperymentalnych podanych przez Benenatiego i Brosilowa [266]. Funkcję tę przedstawiono w Równaniu (3.15):

$$\varepsilon(y_T) = \begin{cases} \varepsilon_{min} + (1 - \varepsilon_{min}) \cdot y_T^2, & -1 \leq y_T \leq 0 \\ \varepsilon_b + (\varepsilon_{min} - \varepsilon_b) \cdot e^{-x/4} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{C} \cdot y_T\right), & y_T \geq 0 \end{cases} \quad (3.15)$$

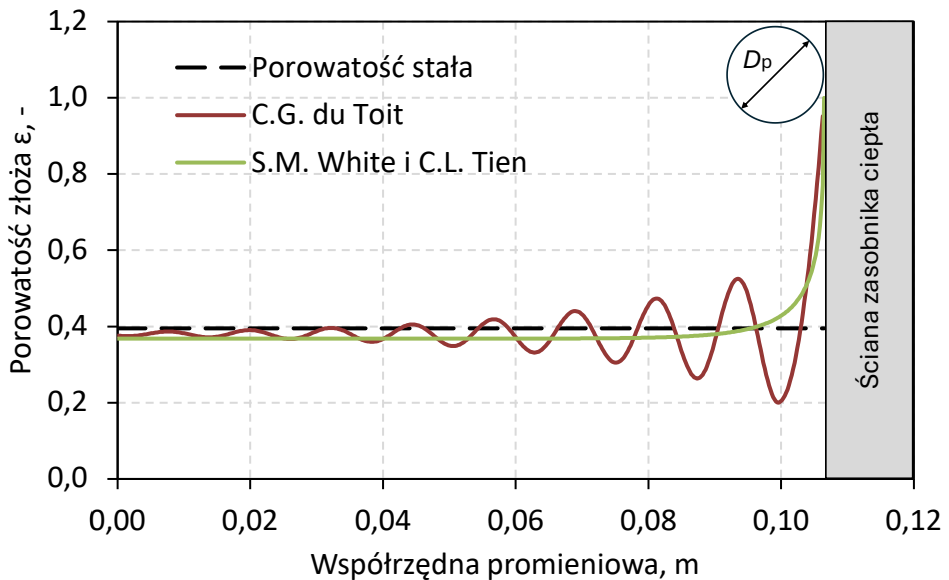
gdzie  $\varepsilon_{min}$  to minimalna porowatość złoża akumulacyjnego mieszcząca się w zakresie od 0,20 do 0,26, a  $\varepsilon_b$  to ogólna porowatość złoża skalnego niezakłócona wpływem ściany zasobnika, natomiast parametr  $y_T$  definiowany jest jako:

$$y_T = 2 \cdot \frac{Y}{D_p} - 1. \quad (3.16)$$

Współczynnik  $C$  w Zależności (3.15) uwzględnia relację pomiędzy średnicą zasobnika ciepła  $D_{TES}$  a średnicą elementów złoża akumulacyjnego  $D_p$  zgodnie z zależnością:

$$C = \begin{cases} 0,816 \text{ dla } \frac{D_{TES}}{D_p} > 20,3, \\ 0,876 \text{ dla } \frac{D_{TES}}{D_p} \leq 20,3. \end{cases} \quad (3.17)$$

Na Rysunku 3.3 przedstawiono porównanie rozkładu promieniowego porowatości w zależności od wykorzystanej korelacji.



**Rysunek 3.3** Porównanie korelacji na rozkład promieniowy porowatości złoża akumulacyjnego

Równanie (3.14) zostało zaimplementowane do ANSYS Fluent za pomocą zewnętrznego makra UDF. Odpowiednie makra z uwzględnieniem zmiennej porowatości zostały także skompilowane dla parametrów zdefiniowanych w Równaniach (3.2), (3.3) i (3.6). Należy pamiętać, że choć implementacja korelacji na rozkład porowatości zwiększa dokładność wykorzystywanego modelu numerycznego, to jest ona tylko przybliżoną reprezentacją rzeczywistego rozkładu porowatości. Na rozkład porowatości mają także wpływ takie czynniki jak regularność i powtarzalność kształtów elementów złoża czy sposób i szybkość jego zasypu.

### 3.1.2 Wymiana ciepła

Współczynnik wnikania ciepła  $h_{fs}$  w obrębie złoża porowatego, wykorzystany w Równaniach (3.4) i (3.5), determinuje intensywność przepływu ciepła pomiędzy nośnikiem ciepła a materiałem akumulacyjnym. Wartość współczynnika wnikania ciepła  $h_{fs}$  determinowana jest na drodze obliczenia wartości bezwymiarowej liczby kryterialnej Nusselta  $Nu$ . Modelowanie konwekcji wymuszonej pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym, występującej w czasie etapów ładowania i rozładowywania zasobnika ciepła, możliwe jest przy użyciu empirycznych korelacji. Ogólną postać liczby Nusselta wraz z korelacją opartą o liczby kryterialne Reynoldsa i Prandtla przedstawiono w Równaniu (3.18):

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n = \frac{h_{fs} \cdot D_p}{k_f}, \quad (3.18)$$

gdzie  $Re$  i  $Pr$  to odpowiednio liczby kryterialne Reynoldsa i Prandtla, a  $C$ ,  $m$  i  $n$  to współczynniki determinowane empirycznie. Postać Równania (3.18) została uzyskana na drodze analizy wymiarowej z wykorzystaniem twierdzenia Buckinghama przy założeniu, że wartość współczynnika wnikania ciepła  $h_{fs}$  zależna jest od średnicy elementów złoża skalnego  $D_p$  oraz parametrów powietrza – jego prędkości przepływu  $v_\infty$ , lepkości dynamicznej  $\mu_f$ , gęstości  $\rho_f$ , pojemności cieplnej właściwej  $cp_f$  i współczynnika przewodzenia ciepła  $k_f$  [271]. W Równaniu (3.19) zaprezentowano wykorzystywaną w niniejszych badaniach korelację

na liczbę Nusselta dla złoża porowatego, którą zaproponował Wakao z zespołem [272]:

$$Nu = 2 + 1,1 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{1/3} = \frac{h_{fs} \cdot D_p}{k_f}, \quad (3.19)$$

gdzie liczby kryterialne Reynoldsa i Prandtla są definiowane zgodnie z Równaniami (3.20) i (3.21):

$$Re = \frac{v_\infty \cdot D_p}{\nu_f}, \quad (3.20)$$

$$Pr = \frac{c_{p_f} \cdot \mu_f}{k_f}, \quad (3.21)$$

gdzie  $\nu_f$  to odpowiednio lepkość kinematyczna płynu, a  $v_\infty$  to prędkość filtracji w ośrodku porowatym (ang. *superficial flow velocity*) wynikająca bezpośrednio z równania ciągłości strugi:

$$v_\infty = \frac{\dot{m}_{htf}}{\rho_f \cdot A_{TES}}, \quad (3.22)$$

gdzie  $\dot{m}_{htf}$  to strumień masowy płynu przepływającego przez złożo porowate, a  $A_{TES}$  to pole przekroju poprzecznego zasobnika TES. Wynika z tego, że korelacja nie uwzględnia zmiany prędkości przepływu płynu powodowanej zmienną porowatością złoża zależną od bliskości ściany zgodnie z Rysunkiem 3.3. Stosowalność korelacji została określona na zakres wartości liczby Reynoldsa do 8500, a jej wybór został szczegółowo omówiony w Podrozdziale 3.3.2. Równanie zaproponowane przez Wakao i innych [272] zostało zaimplementowane do modelu numerycznego za pomocą makra DEFINE\_PROFILE.

Modelowanie konwekcji swobodnej pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym, która zachodzi na etapie magazynowania ciepła, realizowane jest poprzez wykorzystanie korelacji na liczbę Nusselta  $Nu_{sw}$  zaproponowanej przez Raithby'ego i Hollandsa dla pojedynczej kuli [273]:

$$Nu_{sw} = 2 + 0,56 \cdot \left( \frac{Pr}{0,846 + Pr} \cdot Ra_{sw} \right) = \frac{h_{sw} \cdot D_p}{k_f}, \quad (3.23)$$

gdzie  $Ra_{sw}$  to liczba kryterialna Rayleigha definiowana jako:

$$Ra_{sw} = Gr_{sw} \cdot Pr, \quad (3.24)$$

gdzie  $Gr_{sw}$  to liczba kryterialna Grashofa:

$$Gr_{sw} = \frac{g \cdot \beta_f \cdot \Delta T \cdot D_p^3}{\nu_f^2}, \quad (3.25)$$

gdzie  $g$  to przyspieszenie ziemskie równe w przybliżeniu  $9,81 \text{ m/s}^2$ ,  $\beta_f$  to współczynnik rozszerzalności powietrza, a  $\Delta T$  to różnica temperatur pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym w danej komórce siatki numerycznej. Stosowalność korelacji w obrębie złoza porowatego w zakresie liczby Rayleigha  $5 < Ra_{sw} < 10^6$  potwierdził Achenbach [274].

Modelowanie konwekcji swobodnej pomiędzy powierzchnią zewnętrzną zasobnika ciepła a otoczeniem, która obserwowana jest na każdym etapie jego eksploatacji, realizowane jest poprzez wykorzystanie korelacji na liczbę Nusselta  $Nu_{ext}$ . Według warunku zdefiniowanego przez Sparrowa i Gregga wymiana ciepła pomiędzy zewnętrzną powierzchnią pionowego cylindra a otoczeniem może być sprowadzona do wymiany ciepła przez płaską płytę jeśli [275], [276]:

$$\frac{D_{TES}}{H_{TES}} \geq \frac{35}{Gr_{ext}^{0,25}}, \quad (3.26)$$

gdzie liczba kryterialna Grashofa  $Gr_{ext}$  definiowana jest jako:

$$Gr_{ext} = \frac{g \cdot \beta_{ext} \cdot \Delta T \cdot H_{TES}^3}{\nu_{ext}^2}. \quad (3.27)$$

Ze względu na spełnienie tego warunku dla wszystkich trzech badanych wariantów zasobnika wykorzystano korelację na liczbę kryterialną Nusselta zaproponowaną przez Churchilla i Ozoe dla laminarnego przepływu wokół płaskiej płyty [277]:



$$Nu_{ext} = \frac{0,563 \cdot Ra_{ext}^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0,437}{Pr_{ext}}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} = \frac{h_{ext} \cdot H_{TES}}{k_{ext}}. \quad (3.28)$$

### 3.1.3 Parametry termofizyczne

We wszystkich przeprowadzonych badaniach numerycznych przy wykorzystaniu ANSYS Fluent czynnikiem roboczym przepływającym przez zasobnik ciepła jest powietrze, które modelowane było jako gaz doskonały. Prawo gazu doskonałego dla przepływów ściśliwych definiowane jest jako:

$$\rho_f = \frac{p_{op} + p}{R_a \cdot T_f}, \quad (3.29)$$

gdzie  $\rho_f$  to gęstość powietrza,  $p_{op}$  i  $p$  to odpowiednio ciśnienie odniesienia i ciśnienie manometryczne,  $R_a$  to indywidualna stała gazowa, a  $T_f$  to temperatura powietrza. Pojemność cieplna właściwa powietrza  $cp_f$  w funkcji jego temperatury determinowana była za pomocą wielomianu w zakresie od 100 K do 1000 K [264]. Współczynnik przewodzenia ciepła powietrza  $k_f$  obliczany był na drodze wykorzystania teorii kinetycznej zgodnie z równaniem [264]:

$$k_f = \frac{15}{4} \cdot R_a \cdot \mu_f \cdot \left( \frac{4}{15} \cdot \frac{cp_f}{R_a} + \frac{1}{3} \right). \quad (3.30)$$

Lepkość dynamiczna  $\mu_f$  określana jest na drodze prawa Sutherlanda sformułowanego równaniem:

$$\mu_f = \mu_{f0} \cdot \left( \frac{T_f}{T_{f0}} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{T_{f0} + S}{T_f + S}, \quad (3.31)$$

gdzie dla powietrza  $\mu_{f0} = 1,716 \cdot 10^{-5} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ ,  $T_{f0} = 273,11 \text{ K}$ ,  $S = 110,56 \text{ K}$  [264].

Pojemność cieplna właściwa bazaltu w funkcji jego lokalnej temperatury została zaimplementowana do modelu numerycznego za pomocą zewnętrznego makra UDF. Funkcja ta została wyznaczona na drodze przeglądu literaturowego, do którego dane pozyskiwane były wyłącznie z opublikowanych prac badawczych, w których wartości pojemności cieplnej właściwej były podane w zakresie temperatur próbek od 20 °C/25 °C (w zależności od referencyjnych warunków otoczenia) do co najmniej 500 °C.

Nahhas i inni [202] opublikowali badania ukierunkowane na identyfikację parametrów termofizycznych skał bazaltowych pod kątem ich wykorzystania w wysokotemperaturowych zasobnikach ciepła. Istotnym punktem ich pracy było wykazanie, że parametry te różnią się w zależności od lokalizacji wydobycia materiału skalnego, co dowiedziono porównując wyniki uzyskane dla bazaltu pochodzącego z terenu Francji oraz Egiptu. W temperaturze referencyjnej różnica pojemności cieplnej właściwej pomiędzy próbkami wynosiła 10 J/(kg·K) i zwiększała się wraz ze wzrostem ich temperatury. Zagadnienie to zostało szczegółowo opisane w raporcie amerykańskiego Departamentu Handlu [278] wskazując, że różnice w wartościach parametrów termofizycznych skał wynikają z udziałów masowych poszczególnych związków w ich składzie chemicznym. W raporcie zawarto także szacunkowe wartości pojemności cieplnej właściwej bazaltu dla wcześniejszych publikacji innych autorów [279].

Równanie (3.32) przedstawia uzyskaną i stosowaną w obliczeniach numerycznych zależność na pojemność cieplną właściwą bazaltu  $c_{p,b}$  uzyskaną na drodze uśrednienia ośmiu korelacji literaturowych [139], [140], [202], [208], [278]:

$$c_{p,b}(T_s) = -0,000914 \cdot T_s^2 + 1,643 \cdot T_s + 364,516, \quad (3.32)$$

gdzie  $T_s$  to aktualna temperatura materiału skalnego. Stosowalność wskazanej korelacji, zgodnie z założeniami, została zdefiniowana do granicy temperatury bazaltu równej 500 °C.

W Równaniu (3.33) zaprezentowano wykorzystaną w obliczeniach korelację na pojemność cieplną właściwą stali nierdzewnej  $c_{p,steel}$  opracowaną na podstawie danych opublikowanych przez Departament Handlu Stanów Zjednoczonych [280]:

$$c_{p,steel}(T_{steel}) = 6,683 + 0,04906 \cdot T_{steel} + 80,74 \cdot \ln(T_{steel}), \quad (3.33)$$

gdzie  $T_{steel}$  to aktualna temperatura stali nierdzewnej. Górna granica stosowalności wskazanej korelacji na wartość  $c_{p,steel}$  wynosi 1100 °C. Wartość pojemności cieplnej materiału izolacyjnego  $c_{p,is}$ , tj. wełny szklanej, została przyjęta jako stała o wartości 855 J/(kg·K) [281].

Wartości współczynników przewodzenia ciepła  $k$  oraz gęstości materiałów stałych zdefiniowanych w ramach domeny obliczeniowej, tj. bazaltu, stali nierdzewnej oraz izolacji termicznej zostały zaimplementowane do ANSYS Fluent za pomocą zewnętrznego makra UDF. Gęstość bazaltu na potrzeby obliczeń numerycznych została przyjęta jako równa 2680 kg/m<sup>3</sup>, stali nierdzewnej 7920 kg/m<sup>3</sup> [280], a wełny szklanej 45 kg/m<sup>3</sup> [281]. Korelację na wartość współczynnika przewodzenia ciepła skał bazaltowych  $k_b$  przyjęto na podstawie wyników badań opublikowanych przez Hartlieba i innych [208]:

$$k_b(T_s) = -6,966 \cdot 10^{-12} \cdot T_s^4 + 1,608 \cdot 10^{-8} \cdot T_s^3 - 1,418 \cdot 10^{-5} \cdot T_s^2 + 5,567 \cdot 10^{-3} \cdot T_s + 0,787. \quad (3.34)$$

Zależność (3.34) może być stosowana do granicznej temperatury bazaltu równej 500 °C. Korelację na wartość współczynnika przewodzenia ciepła stali nierdzewnej przyjęto na podstawie danych opublikowanych przez Departament Handlu Stanów Zjednoczonych [280], [282]:

$$k_{steel}(T_{steel}) = 9,705 + 0,0176 \cdot T_{steel} - 1,6 \cdot 10^{-6} \cdot T_{steel}^2. \quad (3.35)$$

Korelacja wskazana w Równaniu (3.35) może być stosowana do temperatury stali nierdzewnej równej 1100 °C. Współczynnik przewodzenia ciepła dla wełny szklanej  $k_{is}$  został przyjęty jako równy 0,038 W/(m·K), zgodnie z danymi producenta [230].

### 3.2 Wskaźniki oceny układu i zakres badań numerycznych

Badaniom w części numerycznej podlegał układ składający się z zasobnika ciepła oraz dmuchawy, której praca była niezbędna do przetłoczenia powietrza przez złożę akumulacyjne. Sprawność energetyczna układu  $\eta_{en}$  została zdefiniowana jako [283]:

$$\eta_{en} = \frac{\sum_{i \in D} \delta Q_{htf,i}}{\sum_{i \in C} \delta Q_{C\ htf,i} + \sum_{i \in (C \cup D)} \delta E_{w,i}}, \quad (3.36)$$

gdzie  $\delta Q_{htf,i}$  to ciepło wymienione między materiałem akumulacyjnym a powietrzem w czasie etapu rozładowywania (Równanie (3.37)),  $\delta Q_{C\ htf,i}$  to ciepło dostarczone do zasobnika na etapie ładowania (Równanie (3.38)), a  $\delta E_{w,i}$  to energia napędowa dmuchawy na etapie ładowania i rozładowywania (Równanie (3.39)):

$$\delta Q_{htf,i} = \delta m_{htf,i} \cdot \int_{T_{out}}^{T_{in}} c_p(T) dT, \quad (3.37)$$

$$\delta Q_{C\ htf,i} = \delta m_{htf,i} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{in}} c_p(T) dT, \quad (3.38)$$

$$\delta E_{w,i} = \frac{1}{\eta_w} \cdot \delta m_{htf,i} \int_{p_{ref}}^{p_{ref} + \Delta p_i} v dp, \quad (3.39)$$

gdzie  $T_{in}$ ,  $T_{out}$  i  $T_{ref}$  to odpowiednio temperatura powietrza wlotowego i wylotowego z zasobnika ciepła oraz temperatura referencyjna równa temperaturze otoczenia,  $c_p(T)$  to pojemność cieplna właściwa powietrza w funkcji jego temperatury,  $\Delta p_i$  i  $p_{ref}$  to odpowiednio wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złożę akumulacyjne i ciśnienie otoczenia,  $m_{htf,i}$  to strumień masowy powietrza, a  $\eta_w$  to sprawność wewnętrzna dmuchawy równa 0.85. Sprawność egzergy układu  $\eta_{ex}$  definiowana jest jako:

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{i \in D} \delta B_{htf,i}}{\sum_{i \in C} \delta B_{C\ htf,i} + \sum_{i \in (C \cup D)} \delta E_{w,i}}, \quad (3.40)$$

gdzie  $\delta B_{htf,i}$  i  $\delta B_{C htf,i}$  to odpowiednio zmiana egzergii strumienia powietrza w czasie etapu rozładowywania (Równanie (3.41)), a  $\delta B_{C htf,i}$  to egzergia strumienia powietrza dostarczanego do zasobnika ciepła na etapie ładowania (Równanie (3.42)):

$$\delta B_{htf,i} = \delta Q_{htf,i} - T_{ref} \cdot \delta S_{htf,i}, \quad (3.41)$$

$$\delta B_{C htf,i} = \delta Q_{C htf,i} - T_{ref} \cdot \delta S_{C htf,i}, \quad (3.42)$$

gdzie  $\delta S_{htf,i}$  i  $\delta S_{C htf,i}$  to odpowiednio zmiana entropii powietrza w czasie etapu rozładowywania (Równanie (3.43)) oraz zmiana entropii powietrza dostarczanego do zasobnika w czasie etapu ładowania w odniesieniu do parametrów otoczenia (Równanie (3.44)):

$$\delta S_{htf,i} = \delta m_{htf,i} \cdot \int_{T_{c,out}}^{T_{c,in}} \frac{c_p(T)}{T} dT, \quad (3.43)$$

$$\delta S_{C htf,i} = \delta m_{htf,i} \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{c,in}} \frac{c_p(T)}{T} dT. \quad (3.44)$$

Zdefiniowano także sprawność energetyczną  $H_{en}$  i egzergetyczną  $H_{ex}$  zasobnika ciepła, co pozwoliło na jego ocenę pod kątem zachowania potencjału energetycznego magazynowanego ciepła bez uwzględnienia energii napędowej dmuchawy:

$$H_{en} = \frac{\sum_{i \in D} \delta Q_{htf,i}}{\sum_{i \in C} \delta Q_{C htf,i}}, \quad (3.45)$$

$$H_{ex} = \frac{\sum_{i \in D} \delta B_{htf,i}}{\sum_{i \in C} \delta B_{C htf,i}}. \quad (3.46)$$

Podstawowy zakres przeprowadzonych badań numerycznych obejmował wielowariantową analizę cieplno-przepływową z wykorzystaniem trzech geometrii zasobników ciepła korespondujących w zakresie wymiarów geometrycznych z wariantami eksperymentalnymi. Obliczenia realizowane były przy założeniu adiabatycznych ścian zewnętrznych zasobnika oraz przy stałej temperaturze powietrza

wlotowego w czasie etapu ładowania, równej 380 K, co w przybliżeniu odpowiadało maksymalnej temperaturze powietrza osiąganey w czasie badań eksperymentalnych.

Pierwszy etap badań numerycznych obejmował obliczenia, dla których wartość strumienia masowego powietrza przepływającego przez złoże akumulacyjne była stała dla danego przypadku i mieściła się w zakresie od 0,025 kg/s do 0,040 kg/s. Przyjęty czas trwania etapów ładowania i rozładowywania zasobnika ciepła wynosił od 10 do 100 minut, co pozwoliło na uzyskanie szerokiego zakresu osiąganych wartości stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ . W drugim etapie badań numerycznych skupiono się na wykazaniu wpływu parametru smukłości zasobnika  $\varphi_{TES}$  na spadek potencjału temperaturowego ciepła dla różnych długości czasu trwania etapu magazynowania. W trzecim etapie badań numerycznych zbadano wpływ średnicy elementów materiału akumulacyjnego  $D_p$  na parametry eksploatacyjne zasobnika ciepła. Podsumowanie założeń dla wielowariantowej analizy numerycznej zasobników ciepła przedstawiono w Tabeli 3.1.

**Tabela 3.1** Założenia do wielowariantowej analizy numerycznej

| Parametr                                            | Wartość       |
|-----------------------------------------------------|---------------|
| Strumień masowy powietrza, kg/s                     | 0,025 – 0,040 |
| Średnica elementów złoża akumulacyjnego, mm         | 14 – 26       |
| Czas trwania etapów ładowania i rozładowywania, min | 10 – 100      |
| Czas trwania etapu magazynowania, min               | 0 – 200       |
| Temperatura powietrza wlotowego (etap ładowania), K | 380,00        |
| Temperatura otoczenia, K                            | 293,15        |

### 3.3 Dyskretyzacja domeny obliczeniowej

#### 3.3.1 Test niezależności wyników od siatki numerycznej i kroku czasowego

Jakość rezultatów uzyskiwanych na drodze obliczeń numerycznych ściśle zależy od gęstości siatki numerycznej i zastosowanego kroku czasowego symulacji. Wzrost liczby węzłów i elementów prowadzi do pewnego momentu do zwiększenia dokładności obliczeń przy

jednoczesnym wydłużeniu wymaganego czasu na ich przeprowadzenie. Skutkuje to zatem koniecznością wyznaczenia racjonalnego poziomu zagęszczenia siatki, która stanowić będzie kompromis pomiędzy akceptowalną dokładnością rezultatów a czasem ich uzyskania oraz potrzebną mocą obliczeniową. W tym celu przeprowadzono test wpływu szczegółowości siatki numerycznej oraz rozmiaru kroku czasowego symulacji na otrzymywane wyniki.

W pierwszym etapie testom poddano 8 siatek numerycznych wygenerowanych dla tej samej domeny obliczeniowej, której koncepcję przedstawiono na Rys. 3.2. Każda siatka numeryczna charakteryzowała się identycznymi ustawieniami warstwy przyściennej generowanej przy wewnętrznej ścianie zasobnika, co wynikało z konieczności zapewnienia wartości parametru  $y^+ \approx 1$  zgodnie z wybranym modelem turbulencji  $k - \omega$  SST. Parametr  $y^+$  jest wskaźnikiem służącym do oceny jakości siatki numerycznej w pobliżu ściany dla danych warunków przepływu i lepkości płynu. W Tabeli 3.2 zaprezentowano charakterystyczne liczby węzłów oraz elementów dla każdej z wygenerowanych siatek numerycznych.

**Tabela 3.2** Charakterystyka badanych siatek numerycznych

| Lp. | Liczba węzłów | Liczba elementów |
|-----|---------------|------------------|
| 1   | 238 070       | 234 600          |
| 2   | 119 070       | 117 300          |
| 3   | 47 670        | 46 920           |
| 4   | 23 870        | 23 460           |
| 5   | 7 070         | 6 900            |
| 6   | 4 970         | 4 830            |
| 7   | 3 920         | 3 795            |
| 8   | 3 570         | 3 450            |

Siatka numeryczna charakteryzująca się największą liczbą węzłów i elementów została uznana za siatkę referencyjną o najwyższej dokładności uzyskiwanych wyników. Oceny dokładności rezultatów dokonano biorąc pod uwagę dwa parametry:

- przyrost temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania w 10 punktach rozmieszczonych wzdłuż osi symetrii domeny obliczeniowej, których lokalizacja koresponduje

z rozmieszczeniem rezystancyjnych czujników temperatury na stanowisku laboratoryjnym, co opisano w Rozdziale 2;

- promieniowy rozkład prędkości przepływu powietrza w połowie obszaru strefy porowatej w ostatnim kroku czasowym obliczeń.

Badania prowadzone były z wykorzystaniem danych eksperymentalnych jako warunków brzegowych symulacji. Dzięki temu sprawdzono elastyczność siatek numerycznych i kroków czasowych na zmieniające się wartości strumienia masowego powietrza oraz temperatury powietrza na wlocie do zasobnika. Wartość strumienia masowego powietrza w wybranej serii eksperymentalnej zmienia się w granicach od 0,014 kg/s do 0,049 kg/s, a temperatura powietrza od 294,1 K do 349,25 K. Ocena odchyień uzyskanych wartości śledzonych parametrów względem wyników dla referencyjnej siatki numerycznej została wykonana w oparciu o średni kwadratowy błąd procentowy (RMSPE – Root Mean Square Percentage Error) definiowany jako [284], [285]:

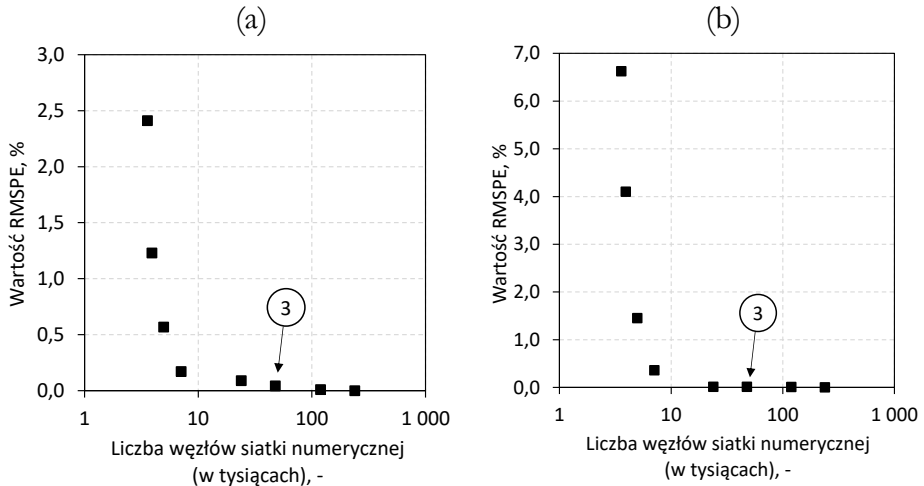
$$RMSPE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \frac{y_{ref,i} - y_{meas,i}}{y_{ref,i}} \right)^2} \cdot 100\%, \quad (3.47)$$

gdzie  $n$  to sumaryczna liczba punktów pomiarowych,  $y_{ref}$  to referencyjna wartość rozpatrywanego parametru, a  $y_{meas}$  to aktualna wartość rozpatrywanego parametru.

Siatka numeryczna charakteryzująca się akceptowalnym poziomem odchylenia rezultatów względem wyników referencyjnych kwalifikowana była do drugiego etapu badań, w ramach którego sprawdzono maksymalny dopuszczalny krok czasowy symulacji. Rezultaty odniesienia generowane były dla kroku czasowego równego 0,1 sekundy z wykorzystaniem wytypowanej siatki numerycznej, a testy przeprowadzono dla wariantów w zakresie od 1 do 100 sekund.



Na Rysunku 3.4 przedstawiono wyniki odchyień rezultatów wyrażonych za pomocą średniego kwadratowego błędu procentowego dla badanych siatek numerycznych.



**Rysunek 3.4** Wartości RMSPE dla badanych siatek numerycznych:

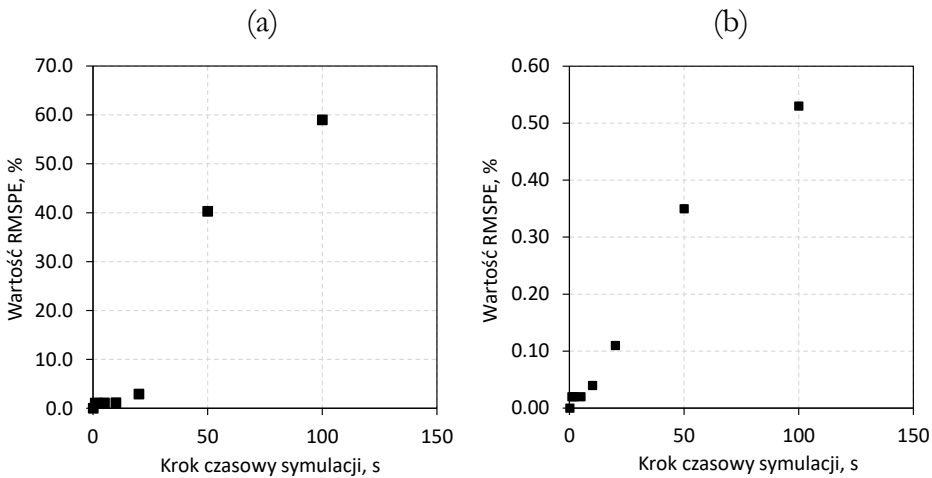
(a) osiowy rozkład temperatury materiału akumulacyjnego; (b) promieniowy rozkład prędkości przepływu powietrza

Dla wszystkich przeprowadzonych obliczeń zaobserwowano, że wraz ze spadkiem liczby węzłów i elementów siatki numerycznej wzrasta odchylenie uzyskiwanych rozwiązań względem wyników referencyjnych. Stwierdzono także istotną zmianę długości trwania obliczeń numerycznych – symulacja etapu ładowania zasobnika ciepła trwającego 100 minut zajęła 2802 oraz 1420 minut dla siatek numerycznych odpowiednio o największej i najmniejszej liczbie węzłów, zgodnie z Tabelą 3.2.

Do dalszych analiz numerycznych wybrano siatkę numeryczną o liczbie węzłów równej 47670 (numer 3. w Tabeli 3.2) ze względu na zapewnienie wysokiej jakości wyników przy jednoczesnym ograniczeniu czasu niezbędnego na przeprowadzenie analiz. W przypadku promieniowego rozkładu prędkości przepływu powietrza siatka ta charakteryzowała się odchyleniem względem wyników referencyjnych na poziomie 0,012% RMSPE, a dla osiowego rozkładu temperatury materiału akumulacyjnego 0,042% RMSPE. Znaczący wzrost odchyień nastąpił od siatki numerycznej o liczbie węzłów równej 7070, dla której

odchylenie wyników prędkości przepływu wynosiło 0,357% RMSPE, a rozkładu temperatur 0,17% RMSPE.

Na Rysunku 3.5 przedstawiono wyniki odchyłeń rezultatów wyrażonych za pomocą średniego kwadratowego błędu procentowego dla badanych siatek numerycznych.



**Rysunek 3.5** Wartości RMSPE dla badanych kroków czasowych symulacji: (a) osiowy rozkład temperatury materiału akumulacyjnego; (b) promieniowy rozkład prędkości przepływu powietrza

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że maksymalny krok czasowy symulacji nie powinien przekroczyć 5 sekund. Koresponduje to jednocześnie z częstotliwością pobierania wyników pomiarów na stanowisku laboratoryjnym, które następnie przekształcane są na warunki brzegowe symulacji w zakresie strumienia masowego powietrza i temperatury powietrza na wlocie do zasobnika ciepła. Dla kroku czasowego równego 5 sekund odnotowano odchylenie na poziomie 0,02% RMSPE względem referencyjnego rozkładu prędkości przepływu powietrza oraz 1,08% RMSPE względem osiowego rozkładu temperatury materiału akumulacyjnego.

### 3.3.2 Dobór korelacji na liczbę kryterialną Nusselta

Proces walidacji modelu numerycznego w oparciu o uzyskane wyniki eksperymentalne, omówiony w Podrozdziale 3.1, został poprzedzony analizą, której celem był wybór korelacji na liczbę kryterialną Nusselta służącej obliczeniu współczynnika wnikania ciepła  $h_{fs}$  pomiędzy powietrzem a powierzchnią materiału akumulacyjnego. W literaturze poświęconej badaniom procesów wymiany ciepła pomiędzy płynem a złożem porowatym dostępnych jest szereg korelacji na liczbę kryterialną Nusselta. Singhal i inni [286] zaprezentowali korelację, która jest efektem jedynie numerycznych badań wymiany ciepła pomiędzy płynem a powierzchnią kulistych elementów dla niskich wartości liczby kryterialnej Reynoldsa. Badania opublikowane przez Gnielinskiego [287] oraz Wakao i innych [272] oparte były o szeroki przegląd literaturowy w zakresie badań eksperymentalnych nad wymianą ciepła w obrębie złóż o różnych parametrach charakterystycznych. Własną korelację na podstawie wyników eksperymentalnych innych grup badawczych przedstawił także Whitaker [288], który rekomendował zaproponowaną korelację do modelowania wymiany ciepła dla złóż o porowatości mniejszej niż 0,65 oraz dla wartości liczby kryterialnej Reynoldsa poniżej 10 000. Autor stwierdził, że odchylenie przeanalizowanych przez niego danych nie przekracza 25% względem wartości uzyskiwanych przy użyciu zaproponowanej funkcji.

Celem niniejszej analizy jest wybór takiej korelacji na liczbę kryterialną Nusselta, przy wykorzystaniu której wyniki numeryczne wykazałyby dostateczną i akceptowalną zgodność z rezultatami eksperymentów. W tym celu wytypowano wyniki trzech serii pomiarowych charakteryzujących się odmiennymi warunkami brzegowymi uzyskanymi z wykorzystaniem zasobnika w Wariancie I o najwyższej wartości parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  (Rysunek 2.1).

W Tabeli 3.3 zaprezentowano parametry charakterystyczne wybranych serii pomiarowych.

**Tabela 3.3** Parametry charakterystyczne wybranych serii eksperymentalnych – wybór korelacji na liczbę Nusselta

| Lp. | Średni strumień masowy powietrza, kg/s | Maksymalna temperatura powietrza wlotowego, K | Zakres temperatur początkowych w złożu, K | Średnia temperatura otoczenia, K |
|-----|----------------------------------------|-----------------------------------------------|-------------------------------------------|----------------------------------|
| P1  | 0,0304                                 | 344,75                                        | 293,35 – 293,65                           | 292,95                           |
| P2  | 0,0468                                 | 349,05                                        | 292,55 – 294,05                           | 293,10                           |
| P3  | 0,0511                                 | 350,95                                        | 290,55 – 291,85                           | 291,54                           |

Jak wykazano w Tabeli 3.3, wytypowane serie eksperymentalne cechowały znaczące różnice w zakresie strumienia powietrza przepływającego przez złożę porowate. Średnie prędkości przepływu powietrza, zdefiniowane zgodnie z Równaniem (3.22), wynosiły odpowiednio 0,77 m/s, 1,19 m/s i 1,30 m/s.

Na drodze przeglądu literaturowego wytypowano trzy korelacje na liczbę kryterialną Nusselta, które stosowane są w modelowaniu numerycznym wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym w złożach porowatych. Ich opisy wraz ze zdefiniowanymi granicami stosowalności przedstawiono poniżej.

1) Wakao i inni [272]

Autorzy zaprezentowali korelację na liczbę kryterialną Nusselta  $Nu_{WKF}$  przedstawioną Równaniem (3.48):

$$Nu_{WKF} = 2 + 1,1 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{1/3} = \frac{h_{fs} \cdot D_p}{k_f}. \quad (3.48)$$

Korelacja została wyznaczona na podstawie szerokiego opracowania dostępnych danych literaturowych. Wykazano, że autorzy przytoczonych badań korzystali ze złoż z elementami w kształcie kuli (44 na 58 badanych układów) o średnicach od 0,1 mm do 25,4 mm, a pozostałe składały się z elementów cylindrycznych i sześciennych. Czynnikiami obiegowymi wykorzystywanymi w opracowaniach źródłowych było powietrze, dwutlenek węgla, wodór, hel, azot oraz woda. Stosowalność otrzymanej korelacji została określona na zakres wartości liczby Reynoldsa od 15 do 8500,

## 2) Gunn i Sabri [289]

Autorzy zaprezentowali korelację na liczbę kryterialną Nusselta  $Nu_{GS}$  przedstawioną Równaniem (3.49):

$$Nu_{GS} = 0,8 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = \frac{h_{fs} \cdot D_p}{k_f}. \quad (3.49)$$

Korelacja została wyznaczona na podstawie badań eksperymentalnych uzyskanych z wykorzystaniem złożeń składających się z kulek szklanych o średnicy 0,5 i 6,0 mm, kulek niklowych o średnicy 10,3 mm oraz kulek polipropylenowych o średnicy 25,4 mm. Złoże formowane były wewnątrz dwóch zasobników o wysokości odpowiednio 0,61 m oraz 1,23 m. Czynnikiem obiegowym na stanowisku laboratoryjnym była woda, której maksymalna temperatura nie przekraczała 90 °C ze względu na konieczność uniknięcia jej wrzenia. Autorzy deklarują stosowalność zaprezentowanej korelacji dla zakresu wartości liczby kryterialnej Reynoldsa od 5 do 1000 zdefiniowanej zgodnie z Równaniem (3.20).

## 3) Gnielinski [287]

Autor zaprezentował półempiryczną korelację na liczbę kryterialną Nusselta  $Nu_{Gn}$  przedstawioną Równaniem (3.50):

$$Nu_{Gn} = f_a \cdot Nu_p = \frac{h_{fs} \cdot D_p}{k_f}, \quad (3.50)$$

gdzie:

$$Nu_p = 2 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}. \quad (3.51)$$

Wartości liczby Nusselta w warunkach laminarnego i turbulentnego przepływu wokół pojedynczej sfery, opisane odpowiednio  $Nu_{lam}$  i  $Nu_{turb}$ , zdefiniowano zgodnie z Równaniami (3.52) oraz (3.53):

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_\varepsilon} \cdot \sqrt[3]{Pr}, \quad (3.52)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{\varepsilon}^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\varepsilon}^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (3.53)$$

gdzie liczba kryterialna Reynoldsa  $Re_{\varepsilon}$  została zdefiniowana jako:

$$Re_{\varepsilon} = \frac{v_{\infty} \cdot D_p}{v_f \cdot \varepsilon}. \quad (3.54)$$

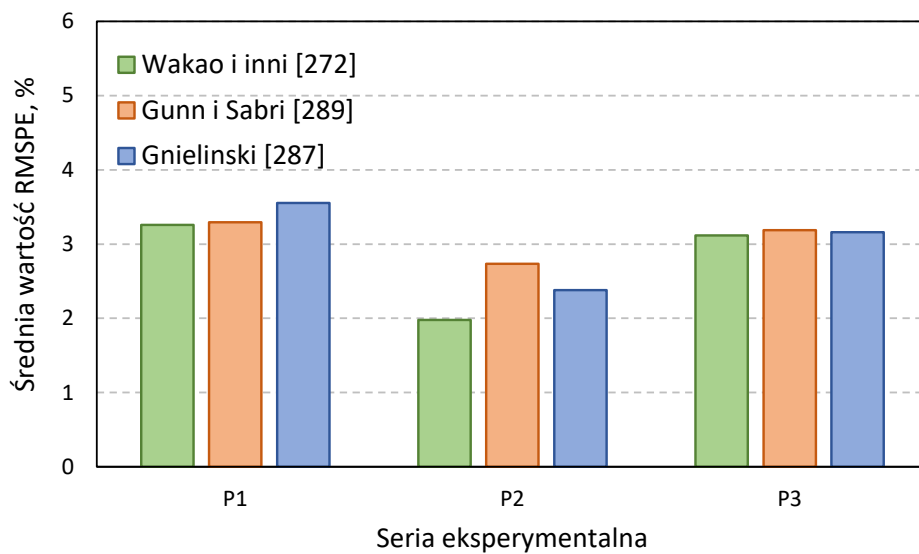
Gnielinski na podstawie około 20 oryginalnych literaturowych danych eksperymentalnych wykazał, że wartość liczby Nusselta zależna jest od porowatości złoza, w którym badana jest wymiana ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym a materiałem akumulacyjnym. Zaproponował on parametr  $f_a$ , który dla kulistych elementów złoza ma postać:

$$f_a = 1 + 1,5 \cdot (1 - \varepsilon). \quad (3.55)$$

Stosowalność korelacji  $Nu_{Gn}$  została określona dla zakresu liczby kryterialnej Reynoldsa  $Re_{\varepsilon}$  od 0,1 do 10 000 dla złożeń składających się z kulistych elementów. Stosowalność w zakresie średniej porowatości złoza została zdefiniowana jako przedział wartości od 0,26 do 0,935. Stowarzyszenie Niemieckich Inżynierów (VDI) zarekomendowało korelację  $Nu_{Gn}$  do modelowania wymiany ciepła w obrębie rdzenia wysokotemperaturowego reaktora jądrowego chłodzonego gazem, w którym stosowane jest paliwo jądrowe w kształcie kulistych granulek tworzących złoże [290].

Wytypowane do analizy serie eksperymentalne, podsumowane w Tabeli 3.3, charakteryzowały się średnimi wartościami liczby kryterialnej Reynoldsa  $Re$  równymi: 555 dla pomiaru P1, 855 dla pomiaru P2 oraz 934 dla pomiaru P3. W przypadku zastosowania równania na liczbę kryterialną Reynoldsa  $Re_{\varepsilon}$ , stosowaną przez Gnielinskiego, wartości te wynoszą odpowiednio 1575 dla P1, 2414 dla P2 oraz 2569 dla P3. Oznacza to, że wszystkie referencyjne serie eksperymentalne zawierały się w granicach stosowalności wykorzystanych w niniejszej analizie korelacji na liczbę Nusselta przedstawionych w Równaniach (3.48) – (3.50).

Zaprezentowane na Rysunku 3.6 wyniki są uśrednionymi wartościami odchyień uzyskanych na drodze analiz numerycznych we wszystkich 10 punktach pomiarowych (Rysunek 2.6) względem referencyjnych rezultatów eksperymentalnych.

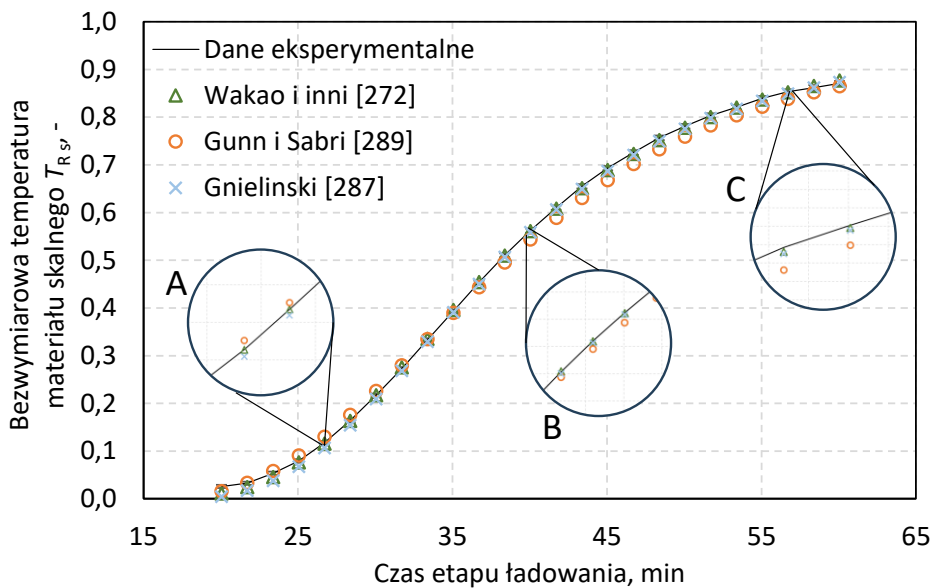


**Rysunek 3.6** Porównanie średnich wartości RMSPE pomiędzy wynikami badań eksperymentalnych oraz numerycznych, otrzymanymi z wykorzystaniem wskazanych korelacji na liczbę kryterialną Nusselta

Jak wykazano na Rys. 3.6, dla wszystkich referencyjnych serii eksperymentalnych najniższe średnie odchylenia wartości temperatur uzyskano wykorzystując korelację zaproponowaną przez Wakao i innych [272]. Średnia wartość współczynnika wnikania ciepła  $h_{fs}$  pomiędzy powietrzem a powierzchnią materiału akumulacyjnego, obliczona przy wykorzystaniu tej korelacji, wyniosła  $94,23 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  dla serii eksperymentalnej P1,  $121,53 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  dla serii P2 oraz  $145,30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  dla serii P3. Korelacja ta cechowała się średnim odchyleniem wyników numerycznych od eksperymentalnych na poziomie 2,78% RMSPE. Drugą korelacją w kolejności największej zbieżności rezultatów analiz numerycznych z wynikami badań eksperymentalnych, ze średnim odchyleniem równym 3,03% RMSPE, była ta zaproponowana przez Gnielinskiego [287]. Średnie wartości współczynnika wnikania ciepła

dla serii pomiarowych P1 – P3 wyniosły odpowiednio 104,77 W/(m<sup>2</sup>·K), 132,74 W/(m<sup>2</sup>·K) i 156,75 W/(m<sup>2</sup>·K). Korelacja, przy wykorzystaniu której uzyskano wyniki o najniższej zgodności z danymi referencyjnymi (średnia wartość 3,07% RMSPE) była ta zaproponowana przez Gunna i Sabriego [289]. Otrzymane średnie wartości współczynnika wnikania ciepła  $h_{fs}$  były najniższe spośród wszystkich badanych korelacji i wynosiły 65,73 W/(m<sup>2</sup>·K), 85,75 W/(m<sup>2</sup>·K) i 102,84 W/(m<sup>2</sup>·K).

Jednocześnie należy podkreślić, że wszystkie zbadane korelacje wykazały się akceptowalną zgodnością we wszystkich punktach pomiarowych, tzn. średnia wartość RMSPE dla żadnego punktu nie przekroczyła przyjętej granicznej wartości 5%. Na Rysunku 3.7 przedstawiono przykładowy przebieg temperatury dla jednego z punktów pomiarowych w czasie eksperymentu wraz z wynikami symulacji numerycznych.



**Rysunek 3.7** Przykładowy przebieg temperatury materiału skalnego w punkcie pomiarowym – porównanie wyników badań eksperymentalnych i numerycznych

Punkt pomiarowy, dla którego wskazano wartości na Rys. 3.7 znajduje się na wysokości około 0,66 metra od wylotu z zasobnika ciepła w Wariancie I, a przedstawiony przebieg zmian temperatury materiału



skalnego uzyskany został w czasie serii eksperymentalnej P3. Uzyskane najniższe wartości współczynnika wnikania ciepła dla korelacji zaproponowanej przez Gunna i Sabriego [289] powodują początkowy najszybszy symulowany wzrost temperatury materiału skalnego w danym punkcie spośród badanych przypadków (Szczegół A). Jest to efekt niższego strumienia ciepła wymienianego pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym w poprzedzających warstwach zasobnika ciepła. Dla porównania, wyniki numeryczne uzyskane z wykorzystaniem korelacji Gnielinskiego [287] cechują się najniższą temperaturą w rozpatrywanym punkcie. W czasie liniowego przyrostu temperatury materiału skalnego (Szczegół B) odnotowano najniższe odchylenie pomiędzy wynikami eksperymentalnymi pomiaru temperatury a rezultatami symulacji numerycznych - maksymalna różnica pomiędzy tymi wartościami wyniosła zaledwie 0,18 K. Po tym etapie postępuje niedoszacowanie temperatury materiału skalnego w punkcie pomiarowym przy wykorzystaniu korelacji zaproponowanej przez Gunna i Sabriego [289] (Szczegół C), co jest efektem zaniżonego strumienia ciepła przekazywanego od powietrza do materiału skalnego w porównaniu do wyników przypadków obliczeniowych z wykorzystaniem pozostałych korelacji.

Na podstawie przeprowadzonej analizy porównawczej wyników symulacji numerycznych uzyskanych dla warunków brzegowych, zdefiniowanych zgodnie z danymi eksperymentalnymi zdecydowano, że do dalszych badań rekomendację uzyskała korelacja zaproponowana przez Wakao i innych (Równanie (3.48)). Wyniki numeryczne otrzymane przy jej użyciu uzyskały najwyższą zgodność z referencyjnymi wynikami eksperymentalnymi. Ponadto zakres stosowalności tej korelacji, wyznaczony przez wartość liczby kryterialnej Reynoldsa od 15 do 8500, obejmuje graniczne wartości tego parametru możliwe do uzyskania na stanowisku laboratoryjnym w Wariancie I, w którym obserwowane są najwyższe prędkości przepływu powietrza przez złożę porowate. Minimalna szacowana liczba Reynoldsa wynosi 280 dla strumienia masowego powietrza równego 0,015 kg/s, a maksymalna 1548 dla strumienia równego 0,0836 kg/s.

### 3.3.3 Walidacja modelu numerycznego w oparciu o wyniki eksperymentalne

Skuteczność i stosowalność zdefiniowanego modelu zasobnika TES, przedstawionego w Podrozdziale 3.1, została dowiedziona na drodze walidacji rezultatów numerycznych z charakterystykami eksperymentalnymi uzyskanymi przy wykorzystaniu różnych konfiguracji stanowiska laboratoryjnego. Ocena dokładności dopasowania rezultatów numerycznych i eksperymentalnych w zakresie zmiany temperatury materiału skalnego i wartości spadku ciśnienia powietrza została wykonana w oparciu o średni kwadratowy błąd procentowy, zgodnie z Równaniem (3.47).

W Tabeli 3.4 zaprezentowano zestawienie serii eksperymentalnych wykorzystanych do walidacji modelu numerycznego wraz ze wskazaniem kluczowych parametrów charakterystycznych tych serii.

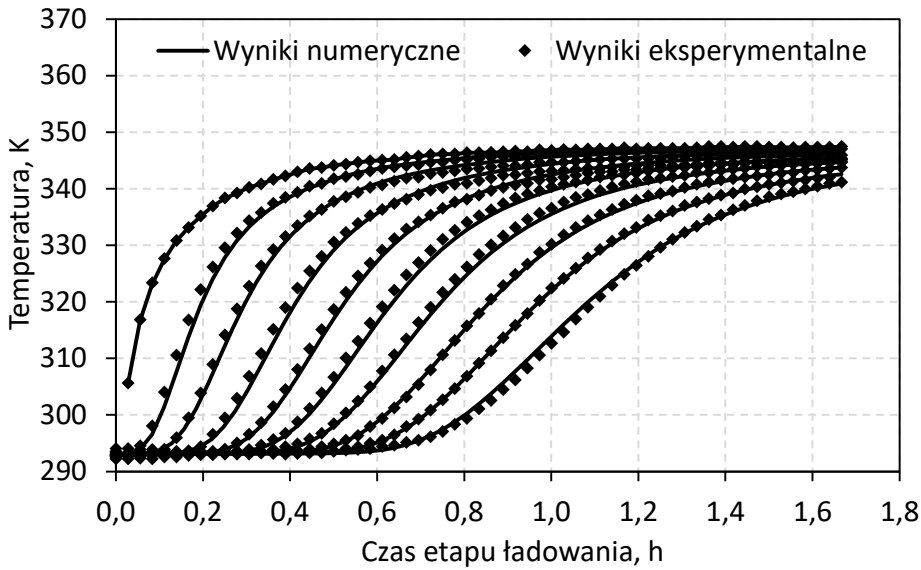
**Tabela 3.4** Parametry charakterystyczne wybranych serii eksperymentalnych – walidacja modelu numerycznego

| Lp. | Wariant zasobnika | Średnica kamieni<br>$D_{pe}$ , mm | Średni strumień masowy powietrza, kg/s | Maksymalna temperatura powietrza wlotowego, K |
|-----|-------------------|-----------------------------------|----------------------------------------|-----------------------------------------------|
| W1  | I                 | 13,99                             | 0,046                                  | 349,25                                        |
| W2  | I                 | 18,78                             | 0,065                                  | 336,75                                        |
| W3  | II                | 13,99                             | 0,062                                  | 361,75                                        |
| W4  | II                | 18,78                             | 0,063                                  | 344,85                                        |
| W5  | III               | 13,99                             | 0,068                                  | 353,55                                        |
| W6  | III               | 18,78                             | 0,045                                  | 351,15                                        |

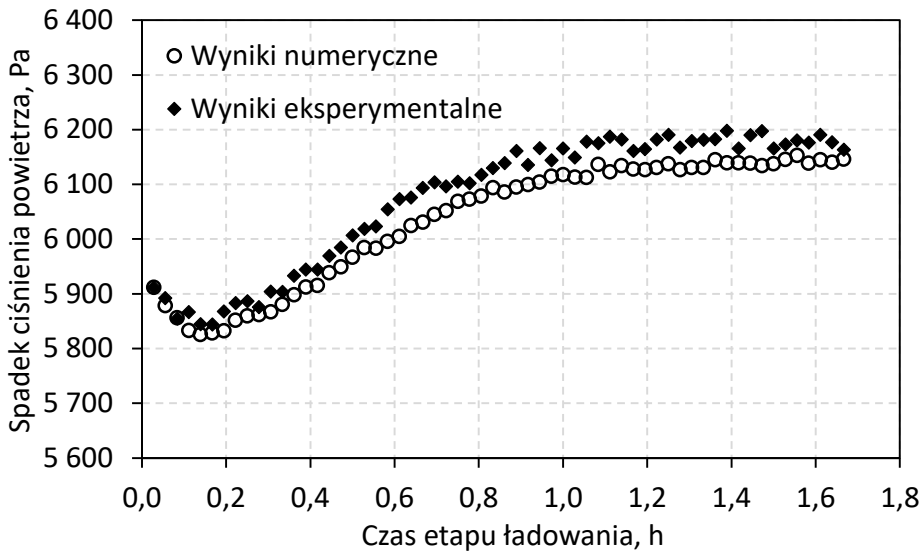
Na Rysunkach 3.8 i 3.9 przedstawiono porównanie wyników numerycznych i eksperymentalnych z zakresu przyrostu temperatury materiału skalnego w punktach pomiarowych oraz wartości spadku ciśnienia powietrza uzyskanych dla zasobnika ciepła o średnicy DN200 z wypełnieniem bazaltowym o średnicy cząstek  $D_{pe}$  równej 13,99 mm, a na Rys. 3.10 i Rys. 3.11 o  $D_{pe}$  równej 18,78 mm. Na Rys. 3.12 i Rys. 3.13 przedstawiono porównanie wyników uzyskanych dla zasobnika o średnicy DN250 z materiałem akumulacyjnym o średnicy cząstek  $D_{pe}$  równej

---

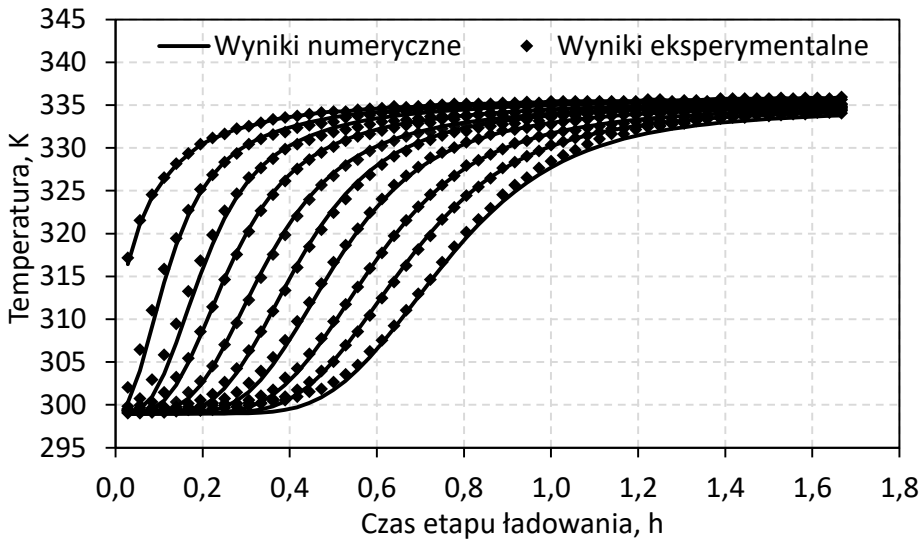
13,99 mm, a na Rys. 3.14 i Rys. 3.15 o średnicy cząstek  $D_{pe}$  równej 18,78 mm. Na Rys. 3.16 i Rys. 3.17 przedstawiono porównanie wyników uzyskanych dla zasobnika o średnicy DN350 z materiałem akumulacyjnym o średnicy cząstek  $D_{pe}$  równej 13,99 mm, a na Rysunkach 3.18 i 3.19 o średnicy cząstek  $D_{pe}$  równej 18,78 mm.



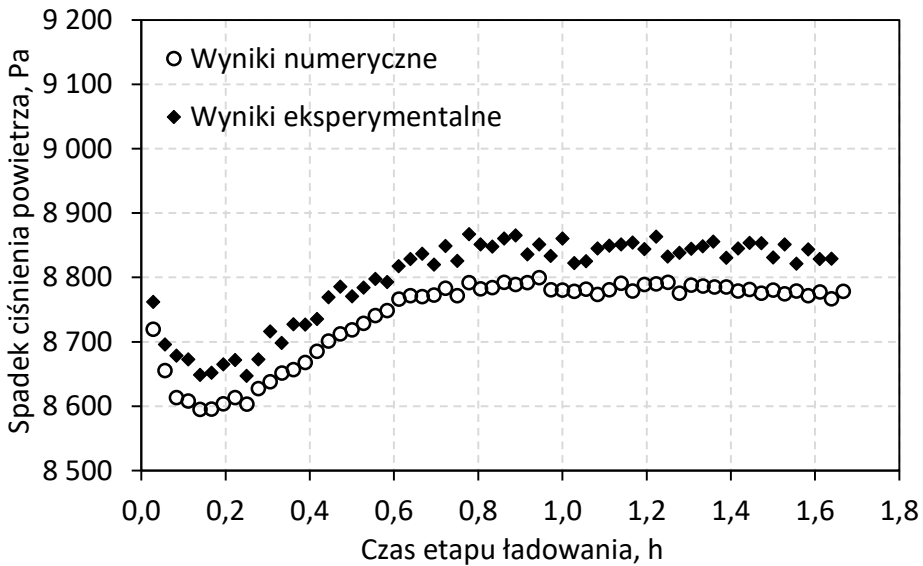
**Rysunek 3.8** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 349,25$  K,  $\dot{m}_a = 0,046$  kg/s



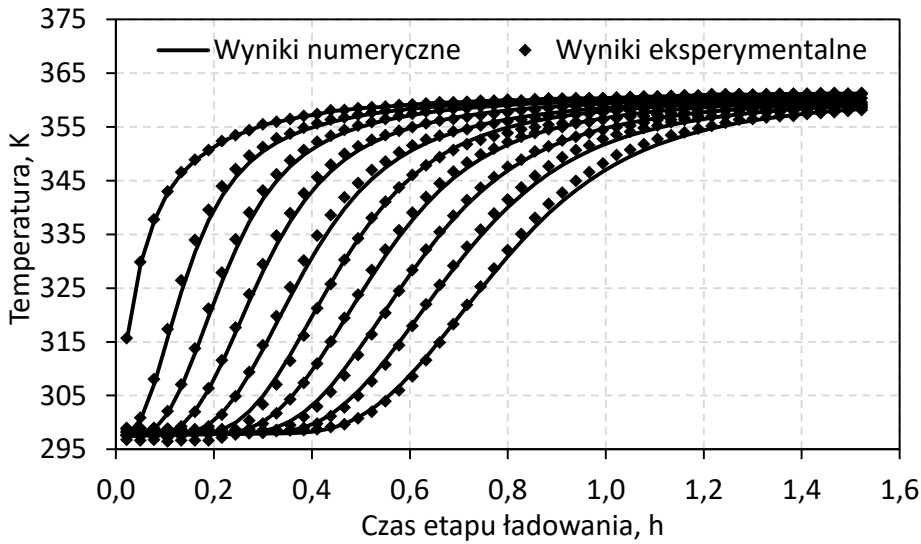
**Rysunek 3.9** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 349,25$  K,  $\dot{m}_a = 0,046$  kg/s



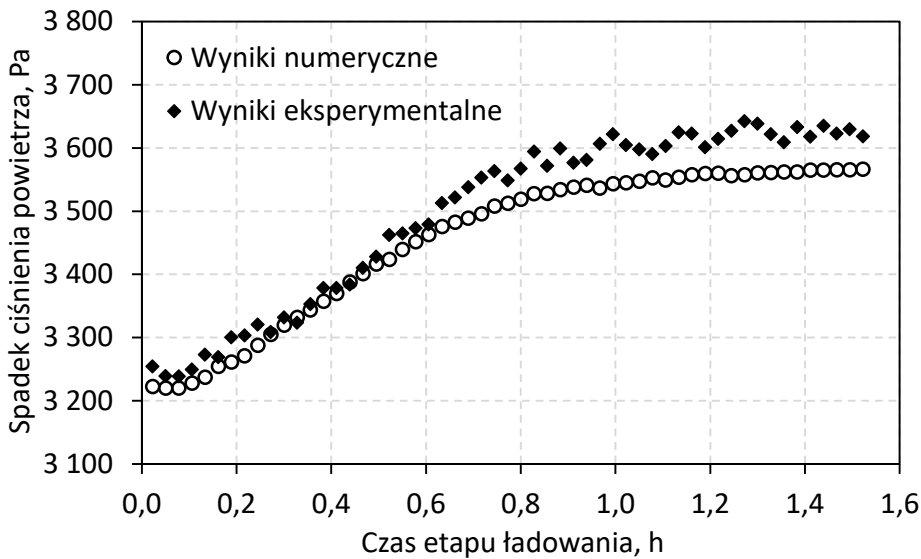
**Rysunek 3.10** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 336,75\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,065\text{ kg/s}$



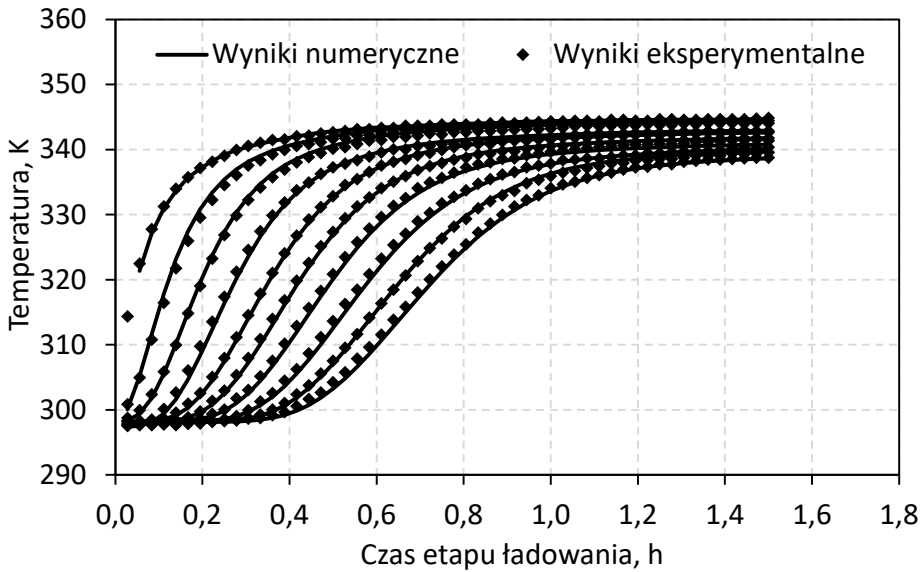
**Rysunek 3.11** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 336,75\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,065\text{ kg/s}$



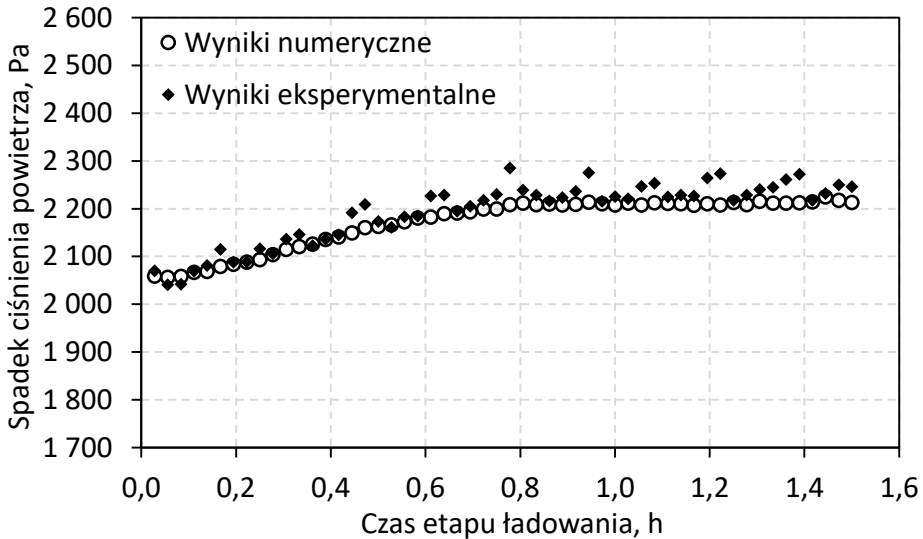
**Rysunek 3.12** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 361,75\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,062\text{ kg/s}$



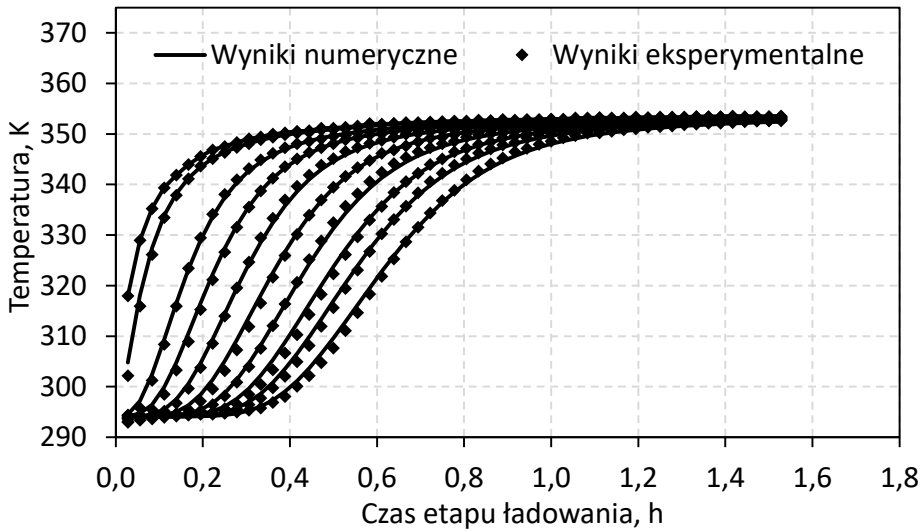
**Rysunek 3.13** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 361,75\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,062\text{ kg/s}$



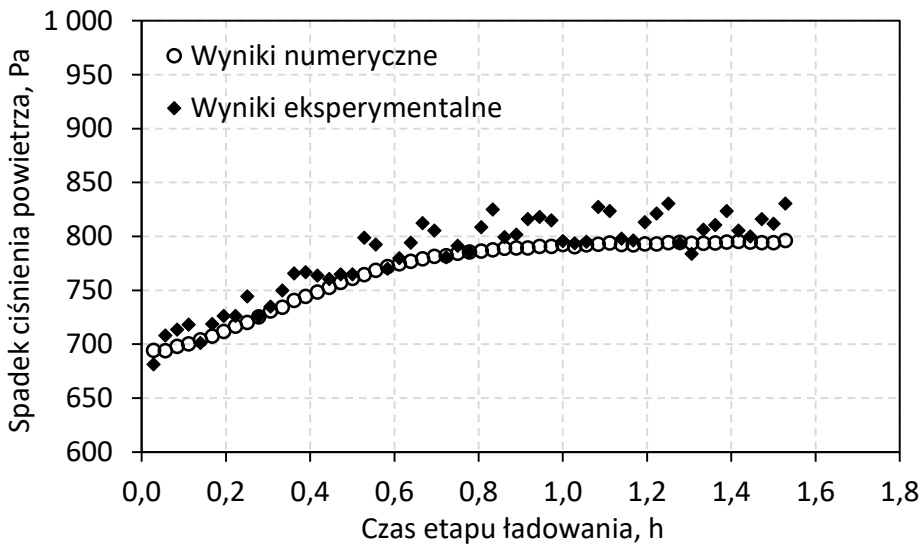
**Rysunek 3.14** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 344,85\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,063\text{ kg/s}$



**Rysunek 3.15** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 344,85\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,063\text{ kg/s}$

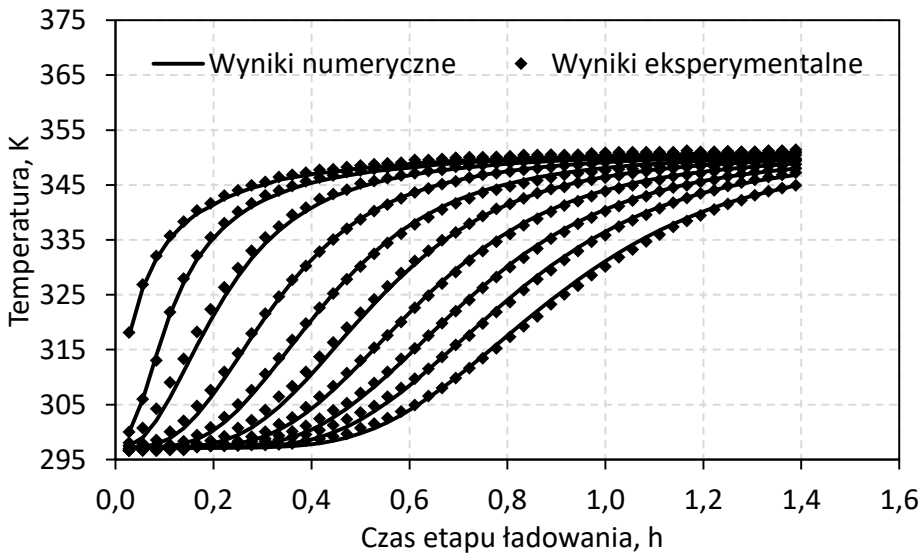


**Rysunek 3.16** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 353,55\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,068\text{ kg/s}$

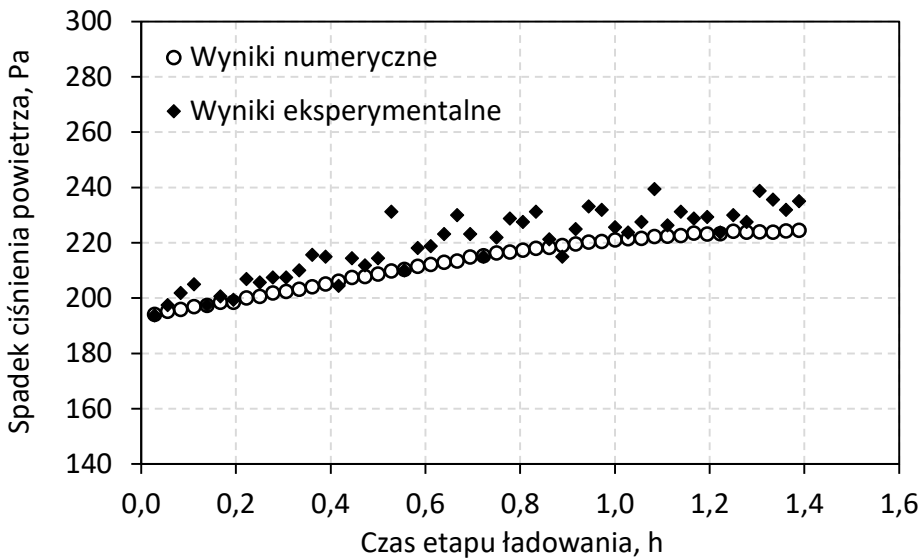


**Rysunek 3.17** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 353,55\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,068\text{ kg/s}$





**Rysunek 3.18** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 351,15\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,045\text{ kg/s}$



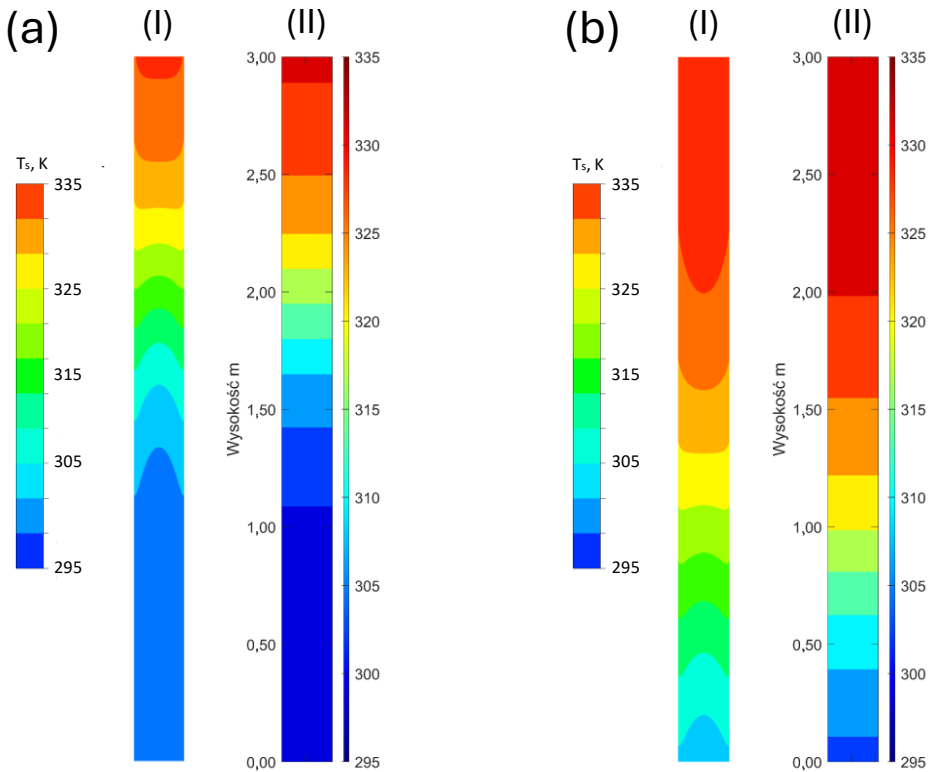
**Rysunek 3.19** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  $T_{a\max} = 351,15\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,045\text{ kg/s}$

Wyniki obejmujące zmianę wartości temperatury materiału akumulacyjnego w punktach pomiarowych charakteryzowały się średnimi wartościami odchyłeń względem rezultatów eksperymentalnych, równymi odpowiednio 2,18%, 1,44%, 1,41%, 2,02%, 1,62% i 1,19% RMSPE. Dla żadnego z pojedynczych punktów pomiarowych odchylenie nie przekroczyło wartości 5% RMSPE. W zakresie wartości spadku ciśnienia odnotowano średnie odchylenia na poziomie odpowiednio 0,39%, 0,68%, 1,32%, 1,31%, 2,37% i 3,89%.

Dla wszystkich analizowanych serii pomiarowych wykorzystanych w procesie walidacji modelu numerycznego zaobserwowano, że mierzona wartość spadku ciśnienia powietrza jest wyższa od wartości obliczeniowych uzyskiwanych w ramach badań numerycznych. Niedoszacowanie tego parametru przed model numeryczny może wynikać z traktowania złoza jako izotropowego w zakresie średnicy elementów materiału akumulacyjnego, przyjętej dla każdej z granulacji jako średnia z wyników przedstawionych na Rys. 2.12 i Rys. 2.13. Ponadto na otrzymywane wartości spadku ciśnienia powietrza może wpływać uproszczenie w zakresie modelowania domeny obliczeniowej. Stanowisko eksperymentalne, ze względów eksploatacyjnych, wyposażone jest w komorę wlotową oraz wylotową, przez które przepływ powietrza odbywa się pod kątem  $90^\circ$  względem osi zasobnika ciepła. W modelu numerycznym komora wlotowa została zastąpiona wlotowym, prostym odcinkiem kanału o długości 20 cm, który zapewnia rozwinięty profil prędkości powietrza przed osiągnięciem strefy złoza porowatego, a także pozwala na zachowanie osiowosymetryczności układu. Taki sam odcinek został zastosowany na końcu domeny obliczeniowej.

Na podstawie dwuetapowego procesu walidacji modelu numerycznego, obejmującego wybór stosowanej korelacji na liczbę kryterialną Nusselta oraz porównanie wyników analiz numerycznych oraz eksperymentalnych dla wszystkich badanych wariantów zasobnika stwierdzono, że model numeryczny cechuje się akceptowalną dokładnością predykcji zmian temperatury materiału akumulacyjnego oraz wartości spadku ciśnienia powietrza.

Wykorzystanie modelowania numerycznego w badaniach zasobnika ciepła umożliwia dokładniejszą analizę podstawowych parametrów układu. Na Rys. 3.20 przedstawiono porównanie rozkładu temperatury złoża bazaltowego uzyskanego na drodze obliczeń numerycznych (I) oraz wyników eksperymentalnych (II) dla serii pomiarowej W2.



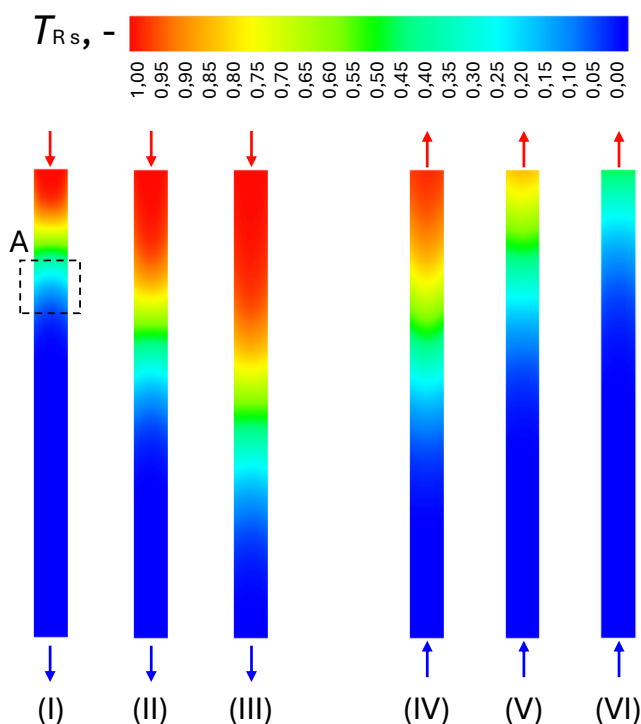
**Rysunek 3.20** Porównanie temperatury materiału akumulacyjnego dla serii eksperymentalnej W2: (a) po 1000 s etapu ładowania, (b) po 2000 s etapu ładowania; (I) wyniki analiz numerycznych, (II) wyniki badań eksperymentalnych

Zgodnie z założeniami badań eksperymentalnych wartość mierzonej temperatury w osi zasobnika traktowano jako stałą temperaturę materiału skalnego w kierunku promieniowym. Uproszczenie to prowadzi do przeszacowania wartości eksperymentalnego stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$ . Badania numeryczne wykazały, że dla rozpatrywanego na Rys. 3.20 przypadku maksymalna rozbieżność

między eksperymentalnym a numerycznym stopniem naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  sięga wartości 0,05 i odnotowywana jest po 2500 sekundach etapu ładowania. W tym czasie numeryczna wartość stopnia naładowania wynosi 0,736, a eksperymentalna 0,784.

### 3.4 Wyniki badań numerycznych

Pierwszy etap badań numerycznych objął analizę ciepło-przepływową trzech wariantów zasobnika ciepła o wymiarach geometrycznych odpowiadających przypadkom eksperymentalnym. Na Rys. 3.21 przedstawiono rozkłady temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku w wariancie DN200 uzyskane w czasie trwania etapów ładowania i rozładowywania ciepła.



**Rysunek 3.21** Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku ciepła o średnicy 213 mm przy strumieniu powietrza równym  $\dot{m}_a = 0,03$  kg/s:

(I) po 1000 s etapu ładowania; (II) po 2000 s etapu ładowania; (III) po zakończeniu etapu ładowania; (IV) po 1000 s etapu rozładowywania; (V) po 2000 s etapu rozładowywania; (VI) po zakończeniu etapu rozładowywania

Zasobnik o średnicy DN200 cechuje się polem przekroju poprzecznego równym  $0,036 \text{ m}^2$ , co stanowi najmniejszą wartość spośród wszystkich badanych wariantów. Konsekwencją tego są najwyższe rejestrowane prędkości przepływu powietrza przez złoże – od  $0,59 \text{ m/s}$  dla strumienia masowego powietrza równego  $0,025 \text{ kg/s}$  do  $1,03 \text{ m/s}$  dla strumienia równego  $0,04 \text{ kg/s}$ . Wysoka wartość prędkości przepływu powietrza przez złoże skalne, zarówno zwiększa intensywność wymiany ciepła na drodze konwekcji wymuszonej, jak i powoduje relatywnie wysoki spadek ciśnienia przepływającego powietrza. Wartości współczynnika wnikania ciepła  $h_{fs}$ , obliczane za pomocą Równania (3.48), wynoszą od  $80,3 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  dla strumienia masowego powietrza równego  $0,025 \text{ kg/s}$  do  $110,76 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  dla strumienia równego  $0,04 \text{ kg/s}$ . W przedstawionym zakresie strumienia masowego powietrza rejestrowana wartość spadku ciśnienia przepływającego gazu wynosi od  $1,64 \text{ kPa}$  do  $5,06 \text{ kPa}$ . Maksymalne sprawności energetyczne  $\eta_{en}$  i egzergetyczne  $\eta_{ex}$  układu dla cyklu pracy zasobnika ciepła o średnicy DN200, definiowane zgodnie z Równaniami (3.36) i (3.40), wyniosły odpowiednio  $83,56\%$  i  $55,90\%$  i zostały uzyskane dla wariantu strumienia masowego powietrza równego  $0,025 \text{ kg/s}$  oraz etapów trwających  $6000$  sekund. Dla tej samej serii sprawność energetyczna  $H_{en}$  i egzergetyczna  $H_{ex}$  zasobnika ciepła wynosi odpowiednio  $87,64\%$  i  $80,32\%$ . Maksymalny osiągnięty stopień naładowania zasobnika ciepła dla tego wariantu warunków brzegowych wyniósł  $0,82$ .

W czasie obliczeń wariantu przedstawionego na Rys. 3.21, którego czas etapu ładowania wynosił  $50$  minut, nie odnotowano wzrostu temperatury powietrza wylotowego przekraczającego wartość  $0,4 \text{ K}$  względem referencyjnej temperatury otoczenia. Oznacza to, że nie odnotowano wystąpienia progowej wartości straty wylotowej  $T_o$ . Wydłużenie etapu ładowania do  $100$  minut skutkowało wzrostem temperatury powietrza o  $44,61 \text{ K}$ , co stanowiło  $51,36\%$  maksymalnej możliwej wartości.

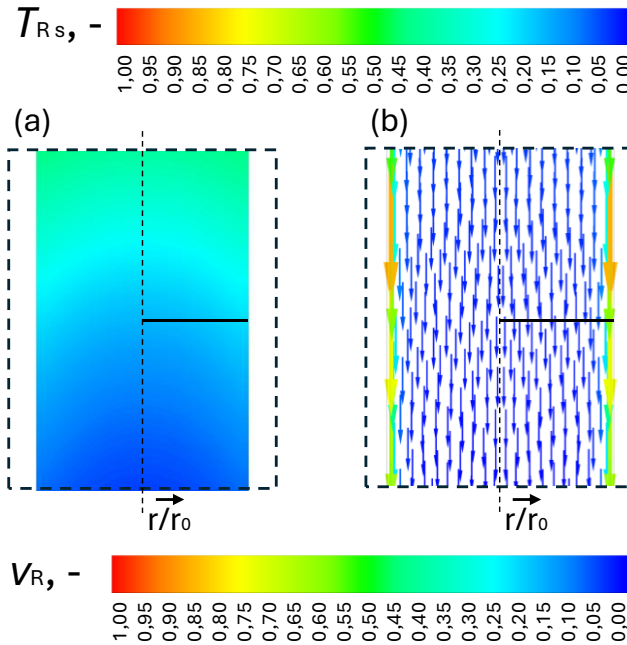
Przyjęty rozkład porowatości złoża skalnego w zależności od bliskości ściany zasobnika, zgodnie z Równaniem (3.14), powoduje lokalny wzrost prędkości przepływu powietrza w pobliżu ściany. W celu

wizualizacji osiągniętego efektu zdefiniowano bezwymiarową prędkość przepływu powietrza  $v_R$  zgodnie z Równaniem (3.56):

$$v_R = \frac{v_a - v_{min}}{v_{max} - v_{min}}, \quad (3.56)$$

gdzie  $v_a$  to lokalna prędkość przepływu powietrza, a  $v_{max}$  i  $v_{min}$  to odpowiednio maksymalna i minimalna prędkość przepływu powietrza w analizowanej objętości zasobnika.

Rezultatem tego jest początkowy wzrost temperatury materiału akumulacyjnego strefie zwiększonej prędkości przepływu powietrza. Profil temperatury materiału akumulacyjnego charakteryzuje się spadkiem wartości w kierunku osi symetrii zasobnika ciepła. Zależność tę wskazano na Rysunku 3.22 (Szczegół A oznaczony na Rysunku 3.21).



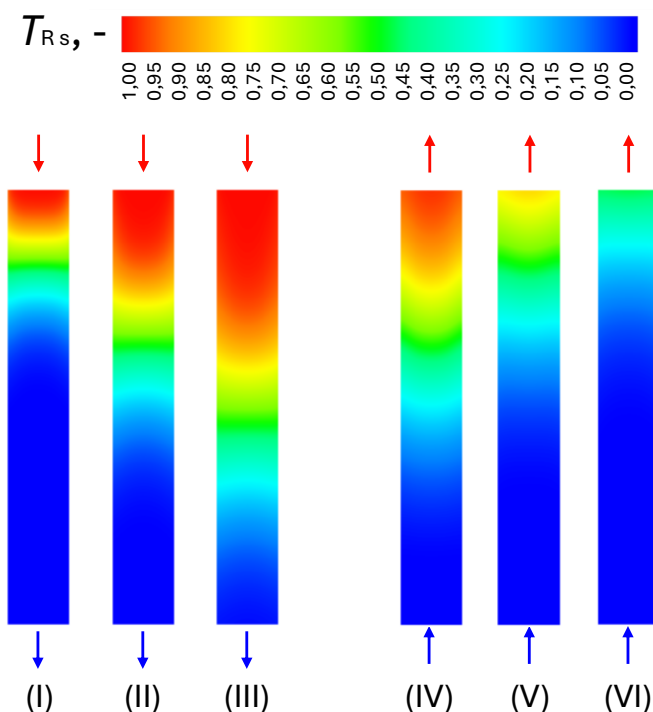
**Rysunek 3.22** Wpływ prędkości przepływu powietrza na rozkład temperatury materiału skalnego

Lokalny wzrost prędkości ze względu na rozkład porowatości w pobliżu ściany zasobnika nazwany jest efektem *channelingu* [291]. Dla przypadku przedstawionego na Rys. 3.22 prędkość przepływu powietrza

---

w osi zasobnika ciepła wynosi 0,63 m/s, a maksymalna wartość w pobliżu ściany wynosi 1,97 m/s. Jednocześnie wzdłuż wskazanego przekroju poziomego odnotowano maksymalną różnicę w temperaturze materiału akumulacyjnego na poziomie 3,1 K. Wraz z przyrostem stopnia naładowania zasobnika spadek temperatury materiału skalnego obserwowany jest w kierunku ściany, co wynika ze wzrostu intensywności strat ciepła. Obserwacje dowodzą skutecznej implementacji niestandardowego rozkładu porowatości złoża porowatego uzależnionego od bliskości ściany zasobnika i potwierdzają wcześniejsze wyniki badań przedstawionych przez Atmakidisa i Keniga [292], Mohantego i innych [293] oraz Skuntza i innych [294]. Autorzy tych prac skupili się na modelowaniu numerycznym złóż porowatych wypełnionych losowo rozmieszczonymi elementami w kształcie kuli.

Na Rys. 3.23 przedstawiono rozkłady temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku w wariancie DN250 uzyskane w czasie trwania etapów ładowania i rozładowywania ciepła.



**Rysunek 3.23** Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku ciepła o średnicy 267 mm przy strumieniu powietrza równym  $\dot{m}_a = 0,03$  kg/s: (I) po 1000 s etapu ładowania; (II) po 2000 s etapu ładowania; (III) po zakończeniu etapu ładowania; (IV) po 1000 s etapu rozładowywania; (V) po 2000 s etapu rozładowywania; (VI) po zakończeniu etapu rozładowywania

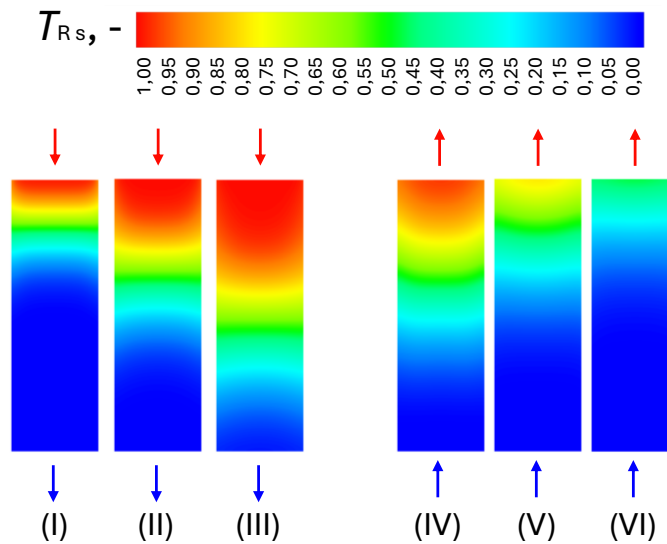
Zasobnik o średnicy DN250 cechuje się polem powierzchni przekroju poprzecznego równym  $0,056 \text{ m}^2$ , co skutkuje odnotowaniem prędkości przepływu powietrza przez złożę porowate w zakresie od  $0,375 \text{ m/s}$  do  $0,667 \text{ m/s}$ . Współczynnik wnikania ciepła, determinowany z wykorzystaniem Równania (3.48), osiąga wartość od  $62,34 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  dla strumienia masowego powietrza równego  $0,025 \text{ kg/s}$  do  $85,47 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  dla strumienia powietrza równego  $0,04 \text{ kg/s}$ . Wzrost pola przekroju poprzecznego oraz mniejsza długość zasobnika względem Wariantu I skutkuje znaczącym obniżeniem wartości spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złożę, która zawiera się w zakresie od  $0,47 \text{ kPa}$  do  $1,45 \text{ kPa}$ . Maksymalna sprawność energetyczna układu  $\eta_{en}$  wynosiła  $84,93\%$  dla wariantu z wartością strumienia masowego powietrza równą  $0,025 \text{ kg/s}$  i zakładającego



90 minut czasu trwania poszczególnych etapów cyklu, co wiązało się także z osiągnięciem sprawności egzergetycznej  $\eta_{ex}$  równej 69,21%. Sprawność energetyczna  $H_{en}$  i egzergetyczna  $H_{ex}$  zasobnika TES dla tego przypadku wynosiła odpowiednio 86,13% i 77,72%.

Dla wariantu obliczeń, dla którego rezultaty przedstawiono na Rys. 3.23, nie odnotowano wzrostu temperatury powietrza wylotowego z zasobnika ciepła przekraczającego 1 K w czasie badanych 50 minut etapu ładowania. Biorąc pod uwagę wariant obejmujący etap ładowania trwający 100 minut, odnotowany wzrost temperatury powietrza wylotowego wyniósł 47,66 K względem warunków początkowych, co stanowiło 54,87% maksymalnego możliwego wzrostu temperatury.

Na Rys. 3.24 przedstawiono rozkłady temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku w wariantcie DN350 uzyskane w czasie trwania etapów ładowania i rozładowywania ciepła.



**Rysunek 3.24** Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku ciepła o średnicy 349 mm przy strumieniu powietrza równym  $\dot{m}_a = 0,03$  kg/s: (I) po 1000 s etapu ładowania; (II) po 2000 s etapu ładowania; (III) po zakończeniu etapu ładowania; (IV) po 1000 s etapu rozładowywania; (V) po 2000 s etapu rozładowywania; (VI) po zakończeniu etapu rozładowywania

Wariant III zasobnika o polu przekroju poprzecznego równym  $0,095 \text{ m}^2$  cechuje się najniższą prędkością przepływu powietrza przez złożę akumulacyjne oraz najniższą intensywnością wymiany ciepła spośród wstępnie badanych wariantów. Odnotowana prędkość przepływu powietrza, definiowana zgodnie z Równaniem (3.22), mieści się w zakresie od  $0,22 \text{ m/s}$  do  $0,39 \text{ m/s}$  dla badanych strumieni masowych gazu, a wartość współczynnika wnikania ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym wynosi odpowiednio od  $46,89 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  do  $63,12 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ . Minimalna wartość spadku ciśnienia powietrza wyniosła  $0,107 \text{ kPa}$ , a maksymalna  $0,325 \text{ kPa}$ . Najwyższa wartość sprawności energetycznej układu  $\eta_{en}$ , równa  $82,96\%$ , została obliczona dla wariantu wyróżniającego się wartością strumienia masowego powietrza przepływającego przez zasobnik w czasie etapu ładowania i rozładowywania równego  $0,025 \text{ kg/s}$  oraz długości poszczególnych etapów równej  $90 \text{ minut}$ . Dla wskazanego wariantu sprawność egzergetyczna  $\eta_{ex}$  układu wyniosła  $71,32\%$ , a sprawność energetyczna  $H_{en}$  i egzergetyczna  $H_{ex}$  zasobnika TES odpowiednio  $83,23\%$  i  $73,41\%$ .

Wariant, dla którego wyniki przedstawiono na Rysunku 3.24 cechował się osiągnięciem temperatury o  $2,93 \text{ K}$  wyższej w stosunku do referencyjnej temperatury otoczenia na końcu etapu ładowania. W przypadku wariantu, dla którego etap ładowania trwał  $100 \text{ minut}$ , odnotowany został wzrost temperatury powietrza wylotowego o  $50,18 \text{ K}$ , co stanowi  $57,7\%$  maksymalnego możliwego przyrostu.

Na Rys. 3.21, Rys. 3.23 oraz Rys. 3.24 można zauważyć, że w każdym z rozpatrywanych przypadków po zakończeniu etapu rozładowywania występuje ciepło rezydualne, które nie zostało przekazane do przepływającego powietrza. Zgodnie z definicją sprawności energetycznej zasobnika przedstawionej w Równaniu (3.45), ciepło rezydualne stanowi stratę energii w ramach danego cyklu. Sprawność energetyczna cyklu zasobnika  $H_{en}$  dla zaprezentowanych wyników obliczeń wynosi odpowiednio  $83,45\%$  dla Wariantu I,  $82,93\%$  dla Wariantu II oraz  $80,14\%$  dla Wariantu III. Dla wszystkich przeprowadzonych obliczeń występuje zależność wzrostu sprawności energetycznej cyklu zasobnika wraz ze wzrostem parametru smukłości

$\varphi_{TES}$  przy zachowaniu pozostałych warunków brzegowych. Jest to efekt zwiększonej intensywności wymiany ciepła pomiędzy materiałem skalnym a powietrzem w wyniku wzrostu prędkości przepływu, co w konsekwencji pozwala na uzyskanie wyższej wartości strumienia przekazywanej energii.

Na etapie oceny wyników numerycznych wykorzystano bezwymiarową wartość objętości termokliny  $V_T$ , którą zdefiniowano w Równaniu (3.57):

$$V_T = \frac{V_{LR}}{V_{TES}}, \quad (3.57)$$

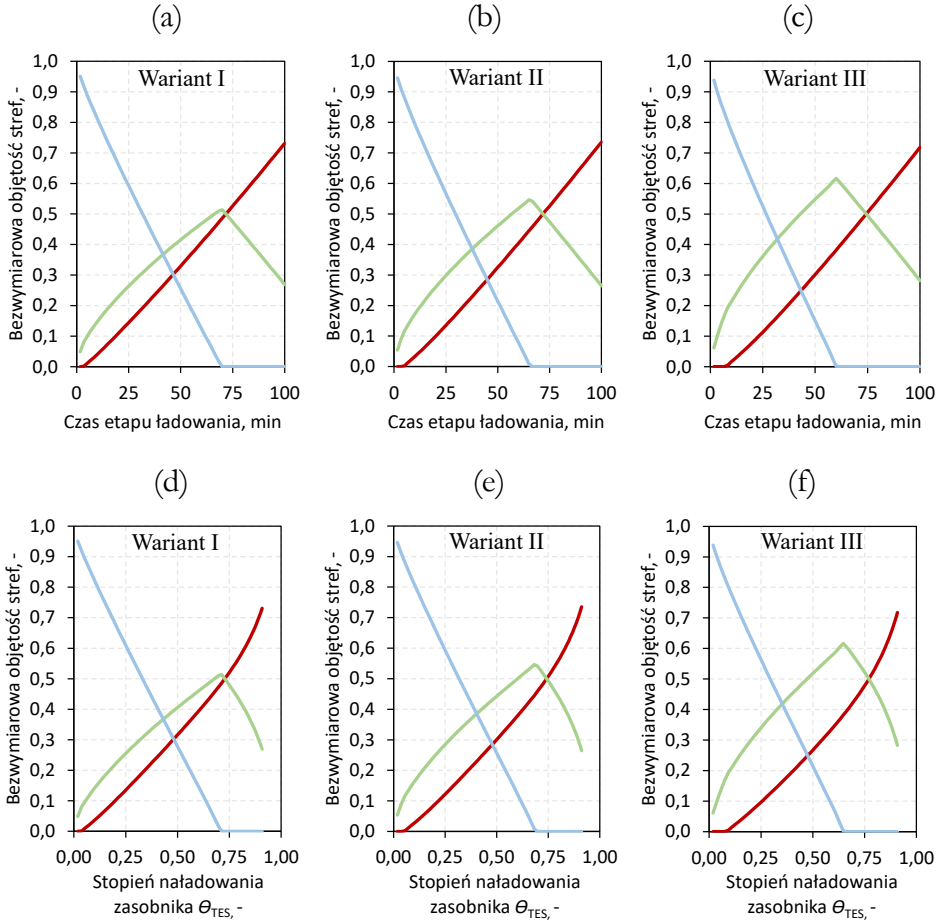
gdzie  $V_{LR}$  to rzeczywista objętość termokliny. Założono, że objętość termokliny występuje w zakresie od 0,10 do 0,90 bezwymiarowych wartości temperatury materiału skalnego ( $0,90 > T_{Rs} \geq 0,10$ ). Ponadto zdefiniowano także bezwymiarową objętość strefy maksymalnej temperatury  $V_{Max}$  (w zakresie  $T_{Rs} \geq 0,90$ ) oraz bezwymiarową objętość strefy minimalnej temperatury  $V_{Min}$  (w zakresie  $T_{Rs} < 0,10$ ) zdefiniowane odpowiednio Równaniami (3.58) i (3.59):

$$V_{Max} = \frac{V_{MaxR}}{V_{TES}}, \quad (3.58)$$

$$V_{Min} = \frac{V_{MinR}}{V_{TES}}, \quad (3.59)$$

gdzie  $V_{MaxR}$  i  $V_{MinR}$  to odpowiednio rzeczywista objętość strefy maksymalnej i minimalnej temperatury.

Na Rys. 3.25 przedstawiono zmiany wartości bezwymiarowych objętości stref  $V_{Max}$ ,  $V_T$ , oraz  $V_{Min}$  w czasie etapu ładowania dla wszystkich badanych wariantów zasobnika ciepła. Wyniki otrzymano dla strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  równego 0,030 kg/s.



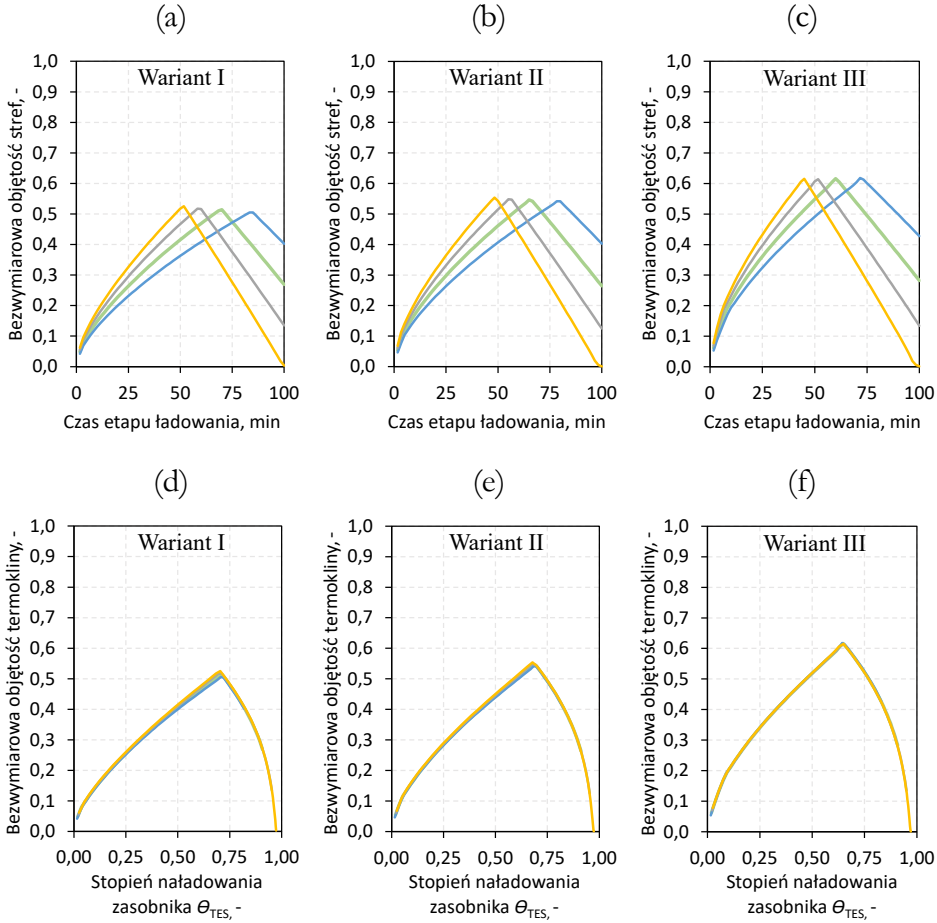
**Rysunek 3.25** Bezwymiarowe objętości stref dla trzech wariantów zasobnika ciepła w funkcji czasu etapu ładowania ((a) – (c)) oraz stopnia naładowania ((d) – (f)) dla strumienia masowego powietrza równego 0,030 kg/s: kolor czerwony – strefa wysokiej temperatury; kolor zielony – strefa termokliny; kolor niebieski – strefa minimalnej temperatury

Wyniki przedstawione na Rys. 3.25 wskazują, że wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  zasobnika obserwowana jest redukcja czasu całkowitego zaniku strefy minimalnej temperatury  $V_{Min}$ . Dla omawianych przypadków obliczeniowych czas zaniku strefy  $V_{Min}$ , będący jednocześnie czasem osiągnięcia maksymalnej bezwymiarowej wartości objętości termokliny  $V_T$ , wyniósł 71,66 minuty, 68,33 minuty oraz 61,66 minuty odpowiednio dla Wariantu I, II i III zasobnika ciepła. Rezultaty te korespondują z zależnościami uzyskanymi dla

---

bezwymiarowych długości  $L_{Max}$ ,  $L_T$  oraz  $L_{Min}$  na drodze badań eksperymentalnych. Zależności wskazane na Rys. 3.25 (d) – (f) wskazują, że maksymalna bezwymiarowa objętość strefy termokliny występuje dla niższej wartości stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$  wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości  $\varphi_{TES}$ , co również potwierdza obserwacje eksperymentalne. Maksymalne wartości  $V_T$  zostały odnotowane dla wartości  $\theta_{TES}$  równych 0,73, 0,71 oraz 0,66 odpowiednio dla Wariantu I, II i III zasobnika ciepła.

Na Rys. 3.26 przedstawiono wpływ strumienia masowego powietrza na wartość bezwymiarowej objętości strefy termokliny  $V_T$  w czasie etapu ładowania.

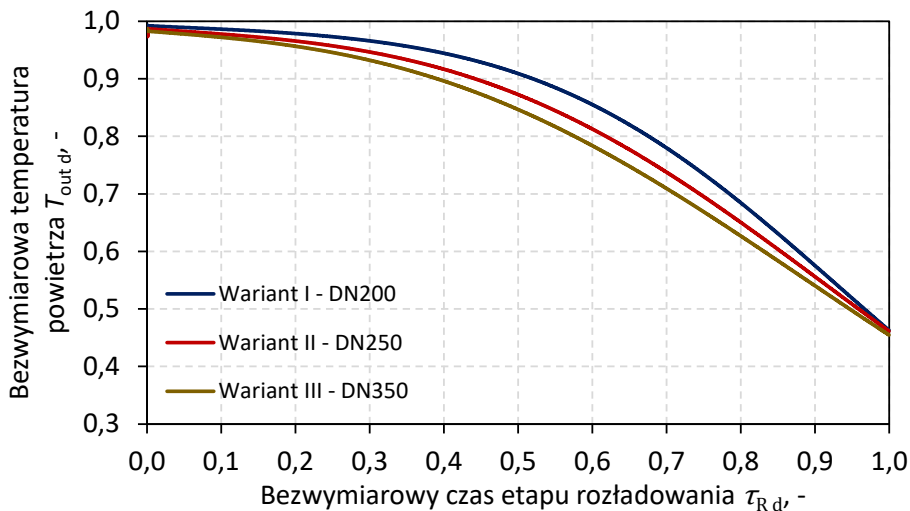


**Rysunek 3.26** Wpływ strumienia masowego powietrza w czasie etapu ładowania na objętość termokliny: (a) – (c) w funkcji czasu etapu ładowania, (d) – (f) w funkcji stopnia naładowania zasobnika ciepła. Kolor niebieski -  $\dot{m}_a = 0,025$  kg/s; kolor zielony -  $\dot{m}_a = 0,030$  kg/s; kolor szary -  $\dot{m}_a = 0,035$  kg/s; kolor żółty -  $\dot{m}_a = 0,040$  kg/s

Dla wszystkich przeprowadzonych przypadków obliczeniowych uzyskano wzrost maksymalnej wartości bezwymiarowej objętości strefy termokliny  $V_T$  przy wzroście strumienia masowego powietrza przepływającego przez złożę akumulacyjne. Dla strumienia masowego powietrza równego 0,040 kg/s zaobserwowano, że dla wszystkich badanych wariantów zasobnika zanik strefy termokliny  $V_T$  odnotowywany jest w zbliżonym czasie, tj. około 100 minuty etapu ładowania. Z drugiej strony, wartość maksymalna  $V_T$  uzyskana została w 53 minucie, 50 minucie

oraz 46 minucie odpowiednio dla Wariantu I, II i III zasobnika, co świadczy o malejącej intensywności przyrostu wartości  $V_{Max}$  wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  zasobnika ciepła. Przedstawienie rezultatów w funkcji stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  nie uwidoczniło wyraźnego wpływu zmiany strumienia masowego powietrza, przynajmniej w wąskim zakresie badanych jego wartości, na uzyskiwane maksymalne wartości  $V_T$ .

Różnice w intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym na etapie ładowania, a także czas wystąpienia progowej straty wylotowej  $T_o$  mają bezpośredni wpływ na temperaturę powietrza wylotowego z zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania. Otrzymane profile temperatury dla trzech wariantów zasobnika przedstawiono na Rys. 3.27. Zaprezentowane wyniki zostały uzyskane dla przypadków obliczeniowych, których wyniki przedstawiono na Rys. 3.21, Rys. 3.23 oraz Rys. 3.24.



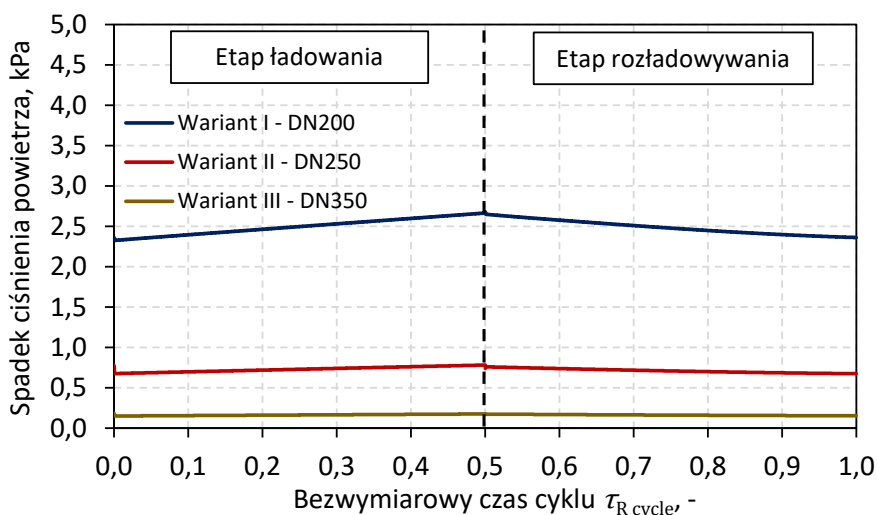
**Rysunek 3.27** Bezwymiarowa temperatura powietrza wylotowego z zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania przy strumieniu powietrza równym  $\dot{m}_a = 0,030 \text{ kg/s}$

Dane przedstawione na Rysunku 3.27 potwierdzają obserwacje eksperymentalne w zakresie braku możliwości zapewnienia stałej temperatury powietrza wylotowego z zasobnika ciepła z wypełnieniem

porowatym w czasie etapu rozładowywania. W przypadku Wariantu I zasobnika ciepła temperatura powietrza wylotowego przez ponad 50% czasu trwania etapu rozładowywania była wyższa od 0,90 wartości bezwymiarowej temperatury powietrza zdefiniowanej zgodnie z Równaniem (2.18). Dla porównania, w przypadku Wariantu III czas ten wyniósł jedynie około 38% całkowitego czasu trwania etapu rozładowywania. Wyniki badań wykazały, że wzrost wartości sprawności egzergetycznej zasobnika TES  $H_{ex}$ , określającej między innymi zachowanie potencjału temperaturowego przekazywanego ciepła, jest bezpośrednio skorelowany ze wzrostem smukłości zasobnika. Dla Wariantu I wartość  $H_{ex}$  wyniosła 74,77%, dla Wariantu II 72,55%, a dla Wariantu III 68,25%. Zaobserwowano także wyraźne różnice w parametrach eksploatacyjnych osiągniętych przez zasobnik ciepła na etapie rozładowywania – Wariant I charakteryzował się średnią mocą cieplną na poziomie 2,06 kW, Wariant II 2,03 kW, a Wariant III 1,96 kW. Wiązało się to z odzyskiem odpowiednio 1,72 kWh, 1,69 kWh i 1,63 kWh ciepła z materiału akumulacyjnego.

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych i numerycznych wykazano, że smukłość zasobnika ciepła ma istotny wpływ na wartość spadku ciśnienia powietrza, a w konsekwencji również energię niezbędną do zasilenia wentylatora powietrza. Na Rys. 3.28 zaprezentowano wartości spadków ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobniki ciepła w czasie etapów ładowania i rozładowywania. Zaprezentowane wyniki zostały uzyskane dla przypadków obliczeniowych cechujących się tymi samymi warunkami brzegowymi, dla których rezultaty przedstawiono na Rys. 3.21, Rys. 3.23 oraz Rys. 3.24.





**Rysunek 3.28** Wartość spadku ciśnienia w czasie cyklu działania rozpatrywanych wariantów zasobnika ciepła przy strumieniu powietrza równym  $\dot{m}_a = 0,030$  kg/s

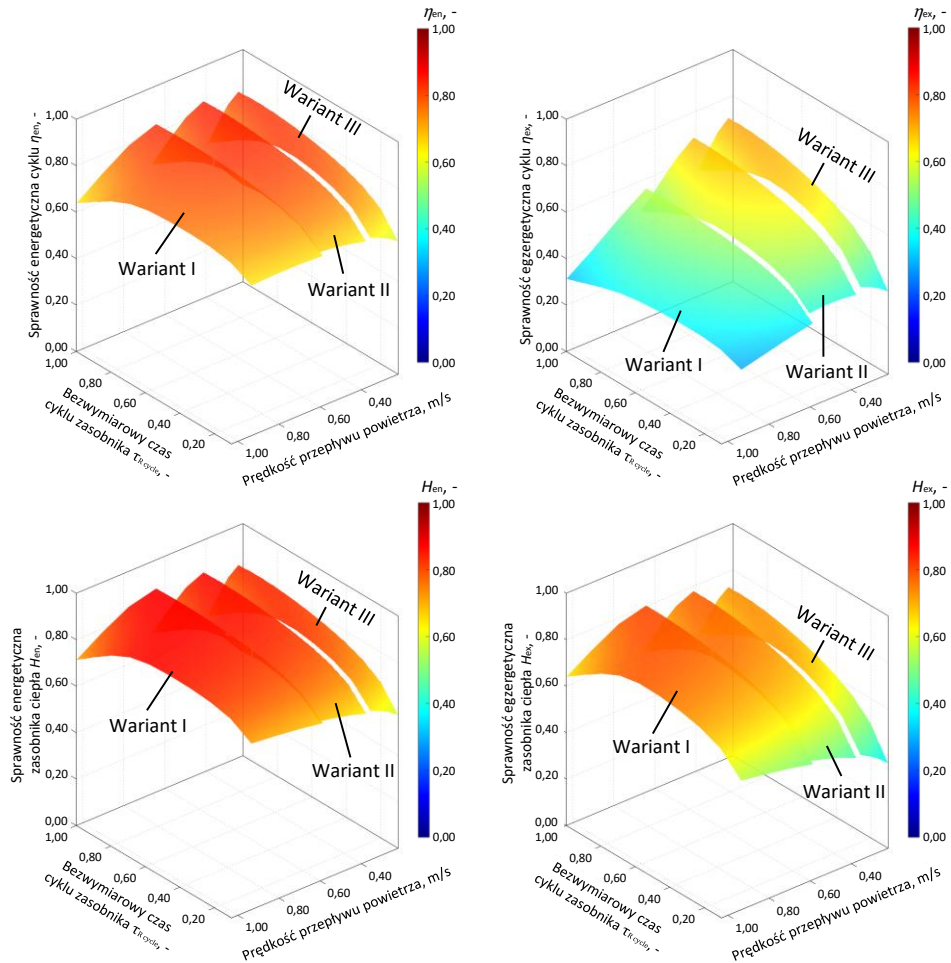
Jak wykazano na Rysunku 3.28, ze względu na redukcję pola przepływu powietrza, wraz ze wzrostem smukłości zasobnika ciepła obserwowany jest znaczny przyrost wartości spadku ciśnienia powietrza. Dla rozpatrywanej serii obliczeń maksymalny spadek ciśnienia zarejestrowany w czasie badania Wariantu I zasobnika wyniósł 2,66 kPa, a dla Wariantu III jedynie 0,18 kPa. Na tak znaczną różnicę w wartości spadku ciśnienia ma wpływ, oprócz odmiennej prędkości przepływu powietrza wynikającej z różnic w polach przepływu, także długość zasobnika ciepła, co z kolei jest determinowane potrzebą utrzymania stałej objętości badanych złóż akumulacyjnych. Zgodnie z Równaniem (2.5), wartość spadku ciśnienia przepływającego gazu jest wprost proporcjonalna do długości złoża skalnego. Należy także zwrócić uwagę na różnicę bezwzględną wartości spadków ciśnienia powietrza występujących w ramach jednego badanego wariantu. W przypadku zasobnika w Wariacie I różnica ta wynosi 181 Pa i wynika ze wzrostu prędkości przepływu powietrza spowodowanego zmianą temperatury i gęstości tego gazu. Wyniki te korespondują z rezultatami badań eksperymentalnych, które przedstawiono na Rysunku 2.30.

Znaczna różnica w spadku ciśnienia powietrza pomiędzy badanymi wariantami, wykazana na Rys. 3.28, bezpośrednio przekłada się na wartości

---

sprawności energetycznej i egzergetycznej cyklu pracy układu, które obliczono z wykorzystaniem Równań (3.36) i (3.40). Sprawność energetyczna układu  $\eta_{en}$  uzyskana dla Wariantu I wyniosła 79,14%, dla Wariantu II 81,36%, a dla Wariantu III 79,79%. Wartości sprawności egzergetycznej układu  $\eta_{ex}$  wyniosły odpowiednio 47,05%, 61,82% i 65,67%. Wynika z tego, że dla Wariantu I TES, charakteryzującego się najwyższą smukłością, odnotowano najwyższy spadek wartości pomiędzy sprawnościami układu oraz samego zasobnika.

Na Rys. 3.29 zestawiono wartości sprawności energetycznej  $\eta_{en}$  i egzergetycznej  $\eta_{ex}$  cyklu pracy układu magazynowania energii oraz sprawności energetycznej  $H_{en}$  i egzergetycznej  $H_{ex}$  zasobnika TES w zależności od czasu trwania etapów cyklu pracy oraz średniej prędkości przepływu powietrza przez złoże akumulacyjne.



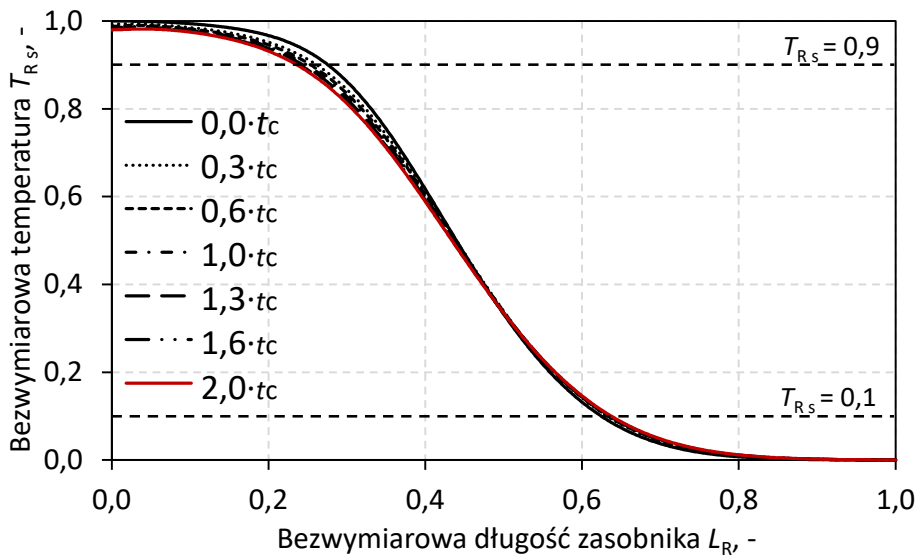
**Rysunek 3.29** Wyniki analizy wielowariantowej badanych wariantów zasobnika ciepła

Analiza trzech podstawowych wariantów zasobnika ciepła wykazała, że najwyższa sprawność energetyczna układu magazynowania energii  $\eta_{en}$  wyniosła 84,93% i została odnotowana dla Wariantu II przy strumieniu masowym powietrza równym 0,025 kg/s i bezwymiarowym czasie etapów równym 0,90. Maksymalna sprawność egzergetyczna układu  $\eta_{ex}$ , równa 71,33% dla Wariantu III zasobnika, uzyskana została dla strumienia powietrza równego 0,025 kg/s i maksymalnego czasu trwania poszczególnych etapów cyklu pracy. Wariant I, charakteryzujący się najwyższą wartością parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  spośród badanych przypadków, uzyskał najwyższe wartości sprawności energetycznej  $H_{en}$

i egzergetycznej  $H_{ex}$  zasobnika ciepła równe odpowiednio 87,64% oraz 80,32%.

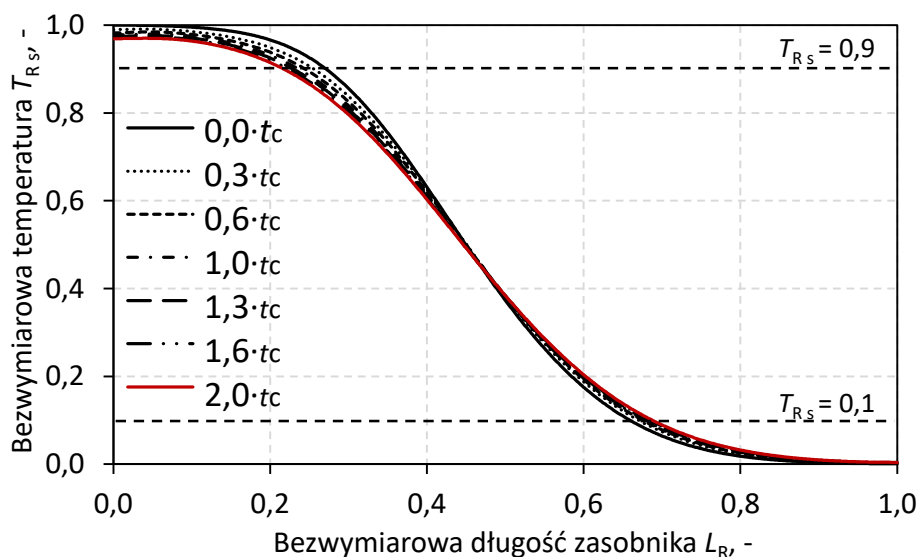
### 3.4.1 Wpływ długości fazy magazynowania ciepła

Na Rysunkach 3.30 – 3.32 przedstawiono profile temperatury materiału skalnego wzdłuż osi symetrii zasobnika dla różnych długości trwania etapu magazynowania ciepła. Wszystkie przedstawione początkowe rozkłady temperatur zostały osiągnięte dla tego samego strumienia masowego powietrza i jego temperatury wlotowej, a także czasu trwania etapu ładowania  $t_c$ . Do badań wybrano serie numeryczne, dla których w żadnym momencie etapu ładowania nie odnotowano zaniku strefy minimalnej temperatury  $V_{min}$ , co oznacza, że nie została przekroczona progowa wartość straty wylotowej  $T_o$ . Zgodnie z założeniami dla przypadków obliczeniowych omówionych w tym podrozdziale, czas trwania etapu magazynowania  $t_{st}$  wynosił od  $0 \cdot t_c$  do  $2,0 \cdot t_c$ . Na Rys. 3.30 zaprezentowano rozkłady temperatur materiału akumulacyjnego uzyskane z wykorzystaniem Wariantu I zasobnika ciepła.



**Rysunek 3.30** Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego wzdłuż osi symetrii zasobnika ciepła (Wariant I) w zależności długości etapu magazynowania ciepła.

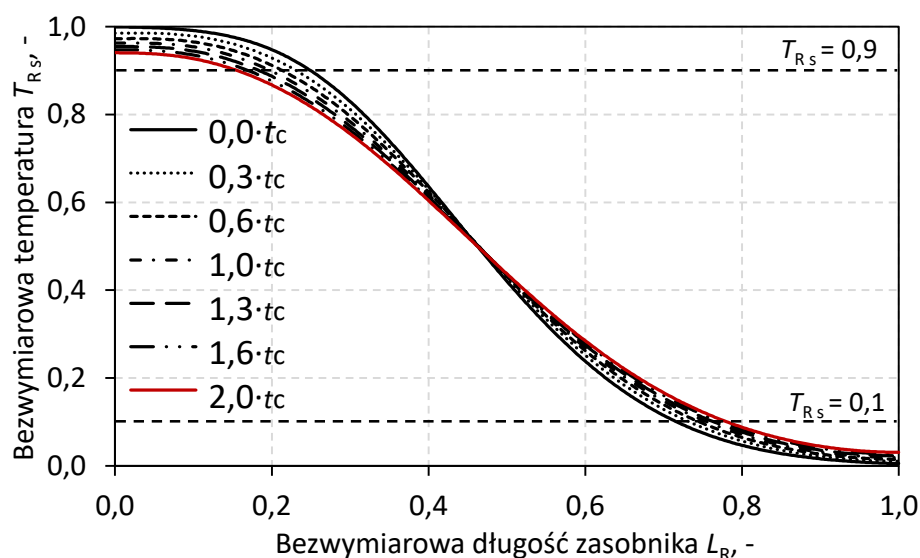
Jak wskazano na Rys. 3.30, na początku fazy magazynowania ciepła obszar wysokiej temperatury materiału akumulacyjnego wzdłuż osi symetrii obejmuje zakres od 0 do 0,28 bezwymiarowej długości zasobnika ciepła. Obszar niskiej temperatury obejmuje zakres od 0,79 do 1,00 tej długości. W przypadku etapu magazynowania trwającego dwa razy dłużej od etapu ładowania ( $2,0 \cdot t_c$ ), zasięg obszaru wysokiej temperatury został zredukowany z 0,28 do 0,24 bezwymiarowej długości zasobnika, a wystąpienie obszaru niskiej temperatury zostało przesunięte z 0,62 bezwymiarowej długości zasobnika do 0,64. Odnotowano spadek maksymalnej temperatury materiału akumulacyjnego  $T_{R_s}$  z 0,999 do 0,979 oraz wzrost minimalnej temperatury do 0,001. Na Rys. 3.31 zaprezentowano rozkłady temperatur złoza akumulacyjnego uzyskane z wykorzystaniem Wariantu II zasobnika ciepła.



**Rysunek 3.31** Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego wzdłuż osi symetrii zasobnika ciepła (Wariant II) w zależności długości etapu magazynowania ciepła.

Strefa wysokiej temperatury materiału akumulacyjnego na początku etapu magazynowania, jak wskazano na Rys. 3.31, obejmuje zakres od 0 do 0,27 bezwymiarowej długości złoza skalnego  $L_R$ . Po maksymalnym badanym czasie etapu magazynowania ciepła zaobserwowano redukcję tego obszaru do 0,22 bezwymiarowej długości zasobnika  $L_R$ . Nastąpił

także spadek wartości  $T_{Rs}$  z 0,999 do 0,969. Początek strefy niskiej temperatury  $L_{min}$  po etapie ładowania został odnotowany na długości złoza  $L_R$  równej 0,66. Po etapie magazynowania ciepła, którego czas wyniósł  $2,0 \cdot t_c$ , obszar ten uległ redukcji i zaistniał na wysokości zasobnika w punkcie  $L_R = 0,69$ . Minimalna temperatura materiału akumulacyjnego  $T_{Rs}$  wzrosła do 0,004. Na Rys. 3.32 zaprezentowano rozkłady temperatur materiału akumulacyjnego uzyskane z wykorzystaniem geometrii zgodnej z analizowanym Wariantem III zasobnika ciepła.



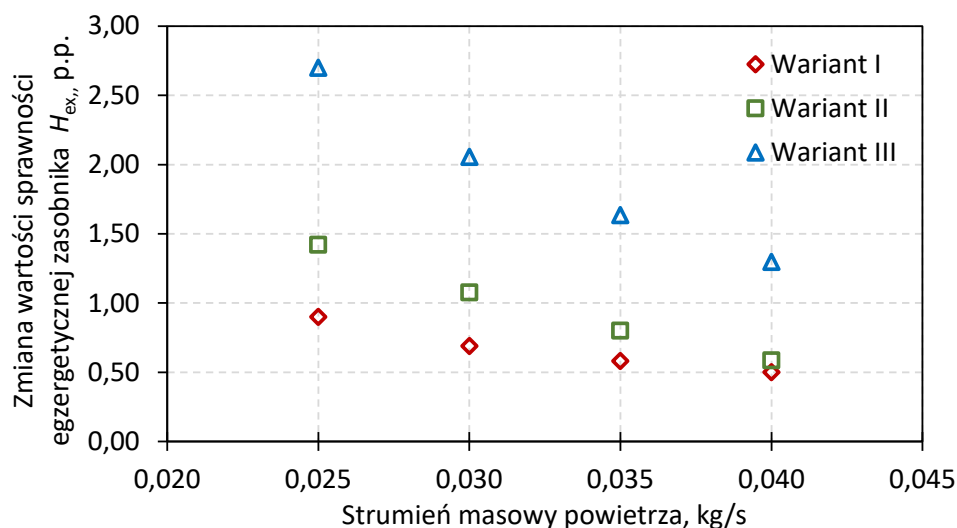
**Rysunek 3.32** Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego wzdłuż osi symetrii zasobnika ciepła (Wariant III) w zależności długości etapu magazynowania ciepła.

Zasobnik ciepła o najniższej wartości parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  charakteryzuje się zasięgiem strefy najwyższej temperatury materiału akumulacyjnego  $V_{Max}$  po zakończeniu etapu ładowania do  $L_R = 0,25$ . Po maksymalnym badanym czasie trwania etapu magazynowania, zasięg tej strefy został zredukowany do  $L_R = 0,16$ . Odnotowano także spadek maksymalnej temperatury złoza skalnego  $T_{Rs}$  z 0,999 do 0,941 pomiędzy rozkładami temperatur uzyskanymi dla  $0 \cdot t_c$  i  $2,0 \cdot t_c$ . Po etapie ładowania zasobnika ciepła początek strefy niskiej temperatury odnotowany został

w punkcie  $L_R = 0,72$ , natomiast po etapie magazynowania o maksymalnym czasie trwania w punkcie 0,78. Minimalna wartość  $T_{R_s}$  wzrosła do 0,03.

Rezultaty przedstawione na Rysunkach 3.30 – 3.32 wskazują, że geometria cechująca się największą smukłością zachowuje najwyższy poziom temperaturowy magazynowanego ciepła, a strefa najwyższej temperatury ulega najmniejszej redukcji spośród badanych wariantów. W przypadku zasobnika ciepła o najniższej smukłości zaobserwowano najwyższy wzrost temperatury materiału skalnego w strefie niskiej temperatury. W każdym z badanych wariantów zaobserwowano wzrost udziału objętości termokliny  $V_T$  wraz z wydłużeniem czasu trwania etapu magazynowania ciepła. Dla geometrii właściwej dla Wariantu I zasobnika odnotowano wzrost udziału strefy termokliny z 0,41 do 0,44 objętości zasobnika oraz spadek udziału strefy wysokiej temperatury z 0,33 do 0,31. W przypadku zasobnika w Wariacie II strefa termokliny uległa rozszerzeniu z 0,46 do 0,50, natomiast strefa wysokiej temperatury została zredukowana z 0,32 do 0,29. W przypadku Wariantu III, charakteryzującego się najniższą wartością parametru smukłości  $\varphi_{TES}$  spośród badanych konfiguracji, nastąpiło rozszerzenie udziału strefy termokliny w objętości zasobnika z 0,55 do 0,62 oraz spadek objętości strefy wysokiej temperatury z 0,30 do 0,26.

Na Rys. 3.33 przedstawiono spadek wartości sprawności egzergetycznej zasobnika ciepła w zależności od badanej geometrii oraz strumienia masowego powietrza w czasie etapu ładowania i rozładowywania. Zaprezentowane wartości uzyskano na drodze porównania sprawności egzergetycznej przypadków, których długość trwania etapu magazynowania ciepła wyniosła  $0 \cdot t_c$  (brak etapu magazynowania ciepła) oraz  $1 \cdot t_c$ .



**Rysunek 3.33** Spadek sprawności egzergetycznej cykli zasobnika ciepła po uwzględnieniu etapu magazynowania ciepła

Rezultaty przedstawione na Rys. 3.33 potwierdzają tezę, że wraz ze spadkiem smukłości zasobnika obserwowany jest wzrost intensywności wewnętrznego rozpraszania się ciepła, co w konsekwencji prowadzi do spadku sprawności egzergetycznej zasobnika TES. Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem strumienia masowego powietrza w czasie ładowania i rozładowywania zasobnika wartość spadku sprawności egzergetycznej cyklu maleje dla każdego z badanych wariantów. Jest to efekt osiągnięcia wyższego stanu naładowania zasobnika, a zatem mniejszej różnicy temperatur w obrębie złoża skalnego, co ogranicza samoistne rozpraszanie się ciepła.

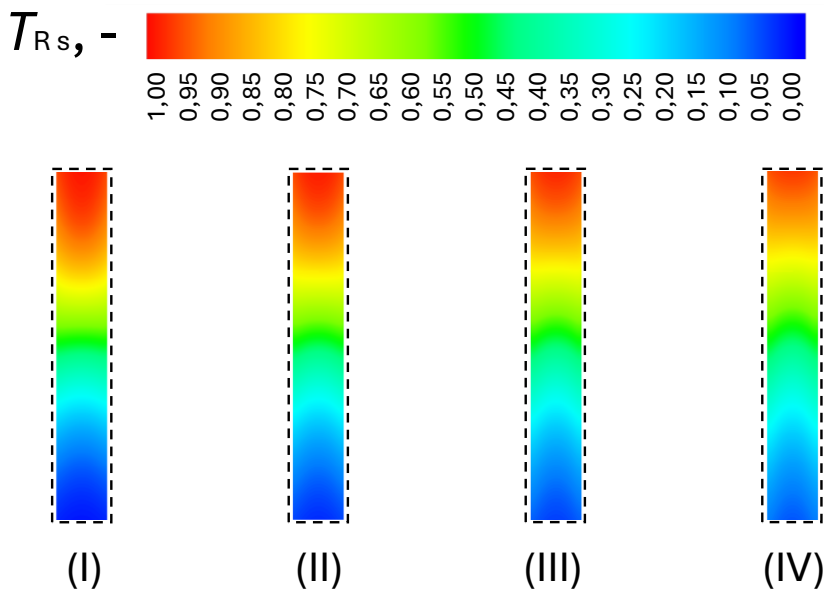
### 3.4.2 Wpływ średnicy elementów złoża skalnego

Na drodze prowadzenia podstawowej analizy numerycznej wykazano, że o ile zwiększona smukłość zasobnika ciepła wpływa na zachowanie wyższego potencjału temperaturowego magazynowanego ciepła, to intensywny przyrost spadku ciśnienia powietrza skutkuje znacznym obniżeniem sprawności energetycznej i egzergetycznej układu. Wyniki badań eksperymentalnych oraz wstępna analiza numeryczna



wskazały, że zwiększenie wymiarów elementów złoża skalnego prowadzi do obniżenia wartości spadku ciśnienia, a także intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a złożem akumulacyjnym. W ramach tego podrozdziału zbadano wpływ średnicy elementów złoża skalnego na parametry operacyjne zasobników ciepła charakteryzujących się różnymi współczynnikami smukłości. Wartości stosunków średnicy wewnętrznej zasobnika ciepła  $D_{TES}$  do średnicy elementu złoża skalnego  $D_p$  wynosiły od 8,19 do 24,92.

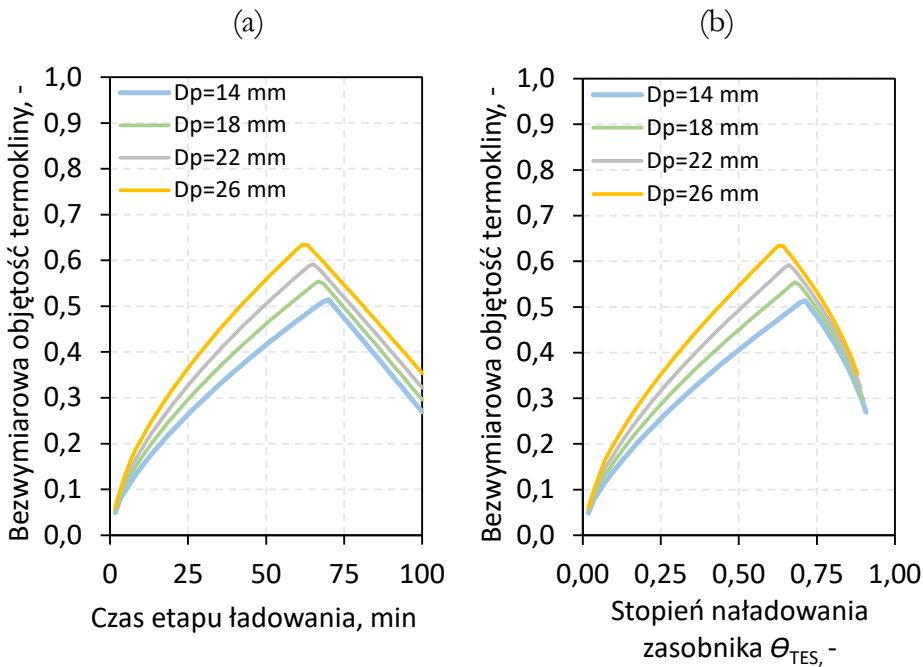
Na drodze obliczeń wykazano też wpływ średnicy elementów złoża akumulacyjnego  $D_p$  na proces wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym. Na Rys. 3.34 przedstawiono zbliżenie na obszary gradientu temperatury materiału skalnego dla różnych wartości  $D_p$  przy wykorzystaniu zasobnika w Wariancie I.



**Rysunek 3.34** Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku ciepła o średnicy 213 mm po 2000 sekundach etapu ładowania przy strumieniu powietrza równym  $\dot{m}_a = 0,030$  kg/s: (I)  $D_p = 14$  mm; (II)  $D_p = 18$  mm; (III)  $D_p = 22$  mm; (IV)  $D_p = 26$  mm;

Dane przedstawione na Rys. 3.34 wyraźnie wskazują, że wzrost średnicy elementów złoża akumulacyjnego prowadzi do zwiększenia

objętości strefy termokliny  $V_T$ . Odnotowywany jest także wcześniejszy wzrost temperatury materiału akumulacyjnego w dolnych segmentach zasobnika. Dla zaprezentowanych przypadków obliczeniowych średnia wartość współczynnika wnikania ciepła pomiędzy gazem a materiałem akumulacyjnym  $h_{fs}$  w czasie etapu ładowania, obliczona przy wykorzystaniu Równania (3.48), wyniosła 92,57 W/(m<sup>2</sup>·K) dla średnicy równej 14 mm i 71,27 W/(m<sup>2</sup>·K) dla średnicy równej 26 mm. Spadek intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym skutkuje zatem spadkiem objętości strefy maksymalnej temperatury  $V_{max}$ . Na Rys. 3.35 zaprezentowano wartości bezwymiarowych objętości termokliny  $V_T$  uzyskanych dla średnic elementów złoża w zakresie od 14 mm do 26 mm i zasobnika ciepła w Wariancie I.

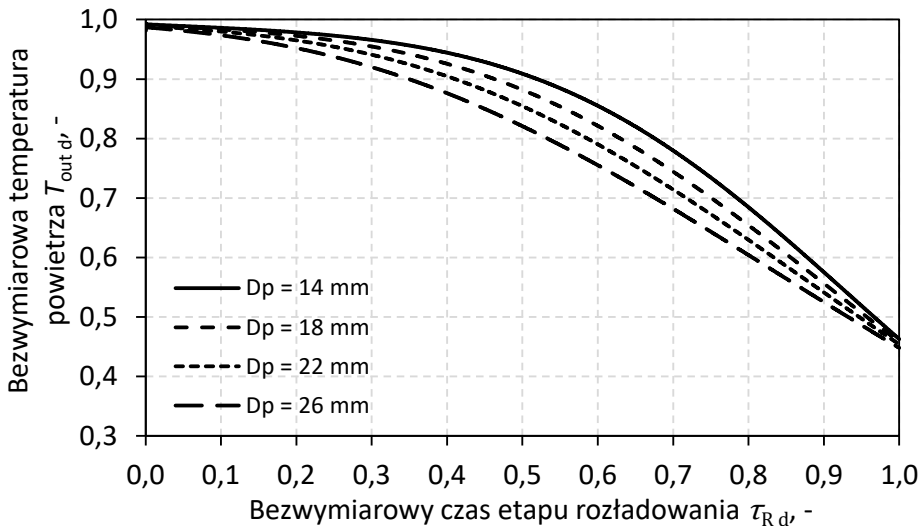


**Rysunek 3.35** Bezwymiarowa objętość termokliny w funkcji: (a) czasu etapu ładowania zasobnika ciepła; (b) stopnia naładowania zasobnika ciepła

Dane przedstawione na Rys. 3.35 wskazują, że wraz z redukcją średnicy  $D_p$  uzyskuje się spadek objętości termokliny  $V_T$ , której wartość dla przedstawionych przypadków obliczeniowych wyniosła od 0,51 dla  $D_p$

równego 14 mm do 0,63 dla  $D_p$  równego 26 mm. Obliczenia numeryczne wskazały, że wzrost wartości  $D_p$  prowadzi także do wcześniejszego wystąpienia progowej straty wylotowej  $T_o$  z zasobnika – dla średnicy elementów równej 26 mm zanik strefy minimalnej temperatury  $V_{min}$  wystąpił w 65 minucie, natomiast dla średnicy równej 14 mm w 73 minucie etapu ładowania. Rezultaty przedstawione na Rys. 3.35 (b) wskazują, że w przypadku przyjęcia zaniku strefy minimalnej temperatury  $V_{min}$  jako kryterium zakończenia etapu ładowania, redukcji ulega maksymalny osiągnięty stopień naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$ . Maksymalna objętość strefy termokliny  $V_T$  dla  $D_p$  równego 14 mm uzyskana została dla stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  równego 0,71, natomiast w przypadku  $D_p$  równego 26 mm wartość maksymalna  $V_T$  uzyskana została dla  $\theta_{TES}$  równego 0,63.

Na Rysunku 3.36 zaprezentowano przebieg temperatury powietrza wylotowego dla Wariantu I zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania przy strumieniu powietrza  $\dot{m}_a$  równym 0,03 kg/s w zależności od przyjętej średnicy elementów złoża skalnego  $D_p$ .



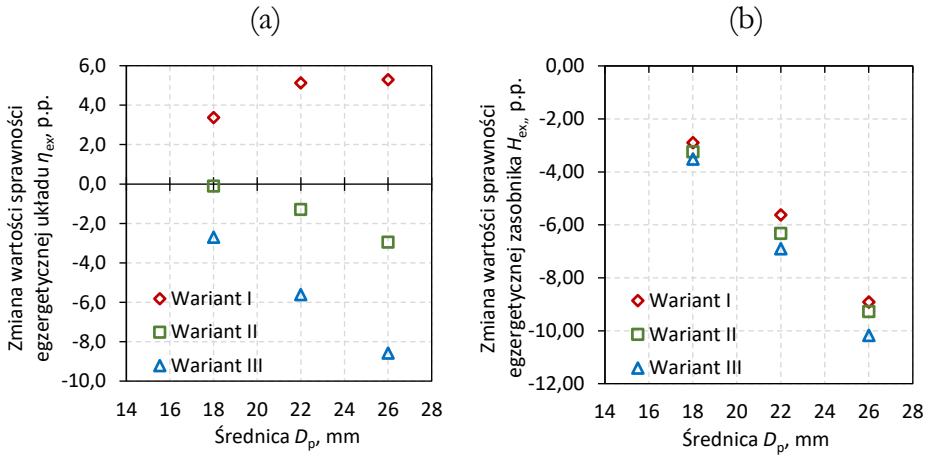
**Rysunek 3.36** Temperatura powietrza wylotowego z zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania dla różnych wartości średnicy elementu złoża skalnego  $D_p$

Dla wszystkich badanych przypadków zaobserwowano spadek intensywności wymiany ciepła w obrębie złoża skalnego oraz redukcję

objętości strefy wysokiej temperatury wraz z przyrostem wartości średnicy elementów złoża skalnego. Oznacza to, że ciepło zmagazynowane w materiale akumulacyjnym charakteryzowało się niższym potencjałem temperaturowym względem referencyjnych parametrów symulacji (Tabela 3.1). Wzrost średnicy elementów  $D_p$  prowadzi do spadku wartości powierzchni wymiany ciepła pomiędzy nośnikiem ciepła a materiałem akumulacyjnym  $A_{fs}$  (Równanie (3.6)) oraz wartości współczynnika wnikania ciepła  $h_{fs}$  (Równanie (3.18)). Skutkuje to redukcją strumienia ciepła wymienianego pomiędzy złożem a powietrzem (Równanie (3.3) oraz (3.4)). Dla przypadku, którego złożo porowate uformowane zostało przy wykorzystaniu elementów o średnicy  $D_p$  równej 14 mm, w czasie etapu rozładowywania osiągnięto moc cieplną zasobnika równą 2,06 kW przy odbiorze ciepła na poziomie 1,72 kWh. W przypadku wariantu o średnicy  $D_p$  równej 26 mm uzyskano zasobnik o mocy 1,92 kW i odzyskano 1,60 kWh ciepła.

Numerycznie potwierdzono również, że średnica elementów złoża akumulacyjnego  $D_p$  ma wpływ na wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik, co koresponduje z wynikami eksperymentalnymi przedstawionymi na Rys. 2.28. Dla przypadków obliczeniowych przedstawionych na Rys. 3.34 i uzyskanych przy strumieniu masowym powietrza równym 0,03 kg/s odnotowano redukcję wartości spadku ciśnienia powietrza wraz ze wzrostem średnicy elementów złoża skalnego  $D_p$ . Dla Wariantu I zasobnika ciepła uzyskano zmianę z 2,66 kPa do 1,25 kPa odpowiednio dla  $D_p$  równego 14 mm i 26 mm, dla Wariantu II wartości te wyniosły 835 Pa i 359 Pa, natomiast dla Wariantu III 190 Pa oraz 81 Pa.

Na Rys. 3.37 przedstawiono zmianę wartości sprawności egzergetycznej cyklu pracy układu  $\eta_{ex}$  oraz sprawności egzergetycznej zasobnika ciepła  $H_{ex}$  względem wyników odniesienia uzyskanych dla wartości  $D_p$  równej 14 mm dla wybranych wariantów warunków brzegowych przepływu powietrza.



**Rysunek 3.37** Wpływ średnicy elementów akumulacyjnych  $D_p$  na zmianę:

(a) sprawności egzergetycznej cyklu pracy układu  $\eta_{ex}$ ; (b) sprawności egzergetycznej cyklu pracy zasobnika  $H_{ex}$  dla strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a = 0,030$  kg/s i długości trwania etapów ładowania i rozładowywania  $\tau_e = 3000$  s

Jak wykazano na Rys. 3.37 (a) zmiany wartości sprawności egzergetycznej  $\eta_{ex}$  w funkcji średnicy elementów złoża akumulacyjnego  $D_p$  są bezpośrednio związane ze smukłością badanych geometrii. Pomimo wykazanego spadku potencjału temperaturowego magazynowanego ciepła oraz zmniejszenia intensywności jego wymiany pomiędzy materiałem akumulacyjnym a powietrzem, wraz z przyrostem wartości  $D_p$  obserwowany jest wzrost sprawności egzergetycznej cyklu badanego układu  $\eta_{ex}$  dla geometrii Wariantu I. Jest to efekt ponad dwukrotnej redukcji wartości spadku ciśnienia powietrza dla  $D_p$  równego 26 mm względem wariantu odniesienia. Zmiany wartości sprawności egzergetycznej cyklu pracy  $\eta_{ex}$  rosną wraz z przyrostem strumienia masowego powietrza przepływającego przez złożo akumulacyjne – dla  $\dot{m}_a$  równego 0,04 kg/s maksymalna różnica wartości  $\eta_{ex}$  wynosi 8,81 punktu procentowego. Dla geometrii Wariantu III zasobnika wykazującego się najniższą smukłością zaobserwowano spadek wartości sprawności egzergetycznej cyklu  $\eta_{ex}$  dla wszystkich badanych kombinacji parametrów wejściowych  $D_p$  oraz  $\dot{m}_a$ . Maksymalny spadek wartości  $\eta_{ex}$  wyniósł 8,99 punktów procentowych dla strumienia masowego powietrza równego 0,025 kg/s względem przypadku referencyjnego. Zgodnie z danymi

przedstawionymi na Rys. 3.37 (b) dla wszystkich badanych wariantów odnotowano spadek sprawności egzergetycznej zasobnika ciepła wraz ze wzrostem średnicy elementów złoża akumulacyjnego  $D_p$ . Największy spadek, wynoszący 10,52 punktu procentowego, odnotowano dla Wariantu III zasobnika i strumienia masowego powietrza równego 0,04 kg/s.

Numerycznie dowiedziono zatem, że wraz ze wzrostem średnicy elementów materiału akumulacyjnego spada potencjał temperaturowy ciepła w obiegu z zasobnikiem ciepła. Wnioski te są zbieżne z dotychczasowymi rezultatami badań zaprezentowanymi przez Liu i innych [295] oraz Sun'a i innych [296].

### 3.5 Podsumowanie badań numerycznych

W Rozdziale 3 przedstawiono szczegółowe informacje na temat modelu numerycznego opracowanego w programie ANSYS Fluent i wykorzystanego do wielowariantowej analizy pracy zasobników ciepła w skali eksperymentalnej. Standardowy model obliczeniowy został zmodyfikowany przy użyciu skryptów UDF, co opisano w Podrozdziale 3.1. Umożliwiło to m.in. dynamiczne określanie wartości lokalnego współczynnika wnikania ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym na drodze rozwiązywania korelacji na liczbę kryterialną Nusselta w każdym kroku czasowym symulacji. Ponadto model uwzględniał promieniowy rozkład porowatości złoża, będący efektem oddziaływania ściany zasobnika. Funkcje UDF posłużyły także do implementacji wyznaczonych korelacji umożliwiających obliczenie wartości parametrów termofizycznych materiałów, tj. skał bazaltowych, stali nierdzewnej oraz izolacji termicznej. Zależności te wyznaczono na drodze szerokiego przeglądu literaturowego opisanego w Podrozdziale 3.1.3.

Jakość rezultatów generowanych przez model numeryczny została oceniona na drodze procesu walidacji z własnymi danymi eksperymentalnymi. Proces ten przeprowadzony został przy wykorzystaniu 6 niezależnych serii pomiarowych cechujących się zróżnicowanymi wartościami średniego strumienia masowego (w zakresie od 0,045 kg/s do 0,068 kg/s) oraz maksymalnej temperatury powietrza wlotowego (w zakresie od 336,75 K do 361,75 K). Wybrane serie

eksperymentalne zostały zrealizowane dla wszystkich kombinacji wariantów zasobnika ciepła oraz złóż skalnych cechujących się oszacowaną średnicą ekwiwalentną elementów  $D_{pe}$ . Odchylenie rezultatów numerycznych względem wyników eksperymentalnych zostało ocenione przy wykorzystaniu średniego kwadratowego błędu procentowego zarówno dla zmiany temperatur materiału akumulacyjnego w wyznaczonych punktach, jak i wartości spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania. Maksymalne odnotowane średnie odchylenie pomiędzy wynikami numerycznymi a eksperymentalnymi w zakresie temperatury materiału akumulacyjnego wyniosło 2,18%, natomiast w zakresie wartości spadku ciśnienia powietrza 3,89%, co świadczy o bardzo dobrej zbieżności rezultatów. Szczegółowy opis procesu walidacji oraz prezentację wyników przedstawiono w Podrozdziale 3.3.3.

Numeryczna analiza wielowariantowa trzech wariantów zasobnika ciepła podzielona została na trzy sekcje obejmujące:

- identyfikację podstawowych parametrów oraz wartości wskaźników oceny pracy układu dla serii cechujących się strumieniem masowym przepływającego powietrza w zakresie od 0,025 kg/s do 0,040 kg/s oraz długości trwania poszczególnych etapów cyklu w zakresie od 10 minut do 100 minut;
- weryfikację wpływu czasu trwania etapu magazynowania oraz smukłości zasobnika na zachowanie potencjału temperaturowego magazynowanego ciepła;
- analizę porównawczą pracy zasobnika ciepła oraz osiąganych wartości wskaźników oceny układu dla średnic elementów złoża skalnego  $D_p$  w badanym zakresie od 14 mm do 26 mm.

Na podstawie opracowania wyników wielowariantowych analiz numerycznych, które szczegółowo omówiono w Podrozdziale 3.4, sformułowano następujące wnioski:

- Wraz ze wzrostem wartości parametru smukłości zasobnika obserwowany jest wzrost sprawności energetycznej  $H_{en}$  i egzenergetycznej  $H_{ex}$  zasobnika ciepła. Najwyższe wartości, tj.  $H_{en} = 87,64\%$  oraz  $H_{ex} = 80,32\%$  uzyskano dla Wariantu I

zasobnika i strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  równego 0,025 kg/s i czasów trwania poszczególnych etapów cyklu równych 100 minut. Dla przypadku obliczeniowego z wykorzystaniem Wariantu II oraz tych samych wartości  $\dot{m}_a$  oraz  $\tau_{cykl}$  sprawność energetyczna  $H_{en}$  oraz egzergetyczna  $H_{ex}$  wyniosły odpowiednio 86,07% oraz 78,02%, natomiast dla Wariantu III 82,93% oraz 73,43%. Większa wartość parametru smukłości prowadzi także do wzrostu średniej temperatury powietrza wylotowego w czasie etapu rozładowywania.

- Wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złożo akumulacyjne ma istotny wpływ na wskaźniki oceny pracy układu. Maksymalna wartość  $\eta_{en}$  wyniosła 84,93% i została odnotowana dla przypadku obliczeniowego z wykorzystaniem Wariantu II zasobnika ciepła oraz strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  równego 0,025 kg/s oraz  $\tau_{etap}$  równego 90 minut. Dla porównania, dla Wariantu I oraz tych samych wartości  $\dot{m}_a$  oraz  $\tau_{etap}$  sprawność energetyczna  $\eta_{en}$  wyniosła 83,45%, a dla Wariantu III 82,96%. Maksymalna wartość  $\eta_{ex}$ , równa 71,33%, uzyskana została dla Wariantu III zasobnika ciepła i strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  równego 0,025 kg/s oraz  $\tau_{etap}$  równego 100 minut. Dla tożsamyh wartości charakterystycznych przypadków obliczeniowych, z wykorzystaniem geometrii Wariantu I i II, sprawność egzergetyczna  $\eta_{ex}$  wyniosła odpowiednio 55,90% oraz 69,21%.
- Wykazano, że wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości zasobnika ciepła  $\varphi_{TES}$  obserwowany jest wzrost udziału strefy termokliny  $V_T$  w objętości materiału akumulacyjnego oraz szybszy zanik strefy minimalnej temperatury  $V_{Min}$ . Oznacza to, że wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości maleje potencjał temperaturowy magazynowanego ciepła, a także obserwowane jest szybsze wystąpienie progowej straty wylotowej na etapie ładowania zasobnika.
- Wykazano, że wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości zasobnika ciepła obserwowane jest bardziej intensywne rozpraszanie się energii zakumulowanej w złożu. Skutkuje to zwiększonym spadkiem potencjału temperaturowego ciepła – w przypadku Wariantu I zasobnika ciepła ( $\varphi_{TES} = 14,08$ ) maksymalny odnotowany spadek



wartości bezwymiarowej temperatury materiału skalnego wyniósł 0,020, natomiast dla Wariantu III ( $\varphi_{TES} = 3,06$ ) był równy 0,058.

- Potwierdzono obserwacje eksperymentalne w zakresie wpływu średnicy elementów złoża  $D_p$  na wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik, tj. wraz ze wzrostem  $D_p$  obserwowana jest redukcja spadku ciśnienia  $\Delta p$  dla tych samych wartości strumienia masowego gazu  $\dot{m}_a$  oraz średnicy  $D_{TES}$  i długości zasobnika  $H_{TES}$ . Jednocześnie, dzięki badaniom szerokiego zakresu  $D_p$  (14 mm – 26 mm), odnotowano wpływ tego parametru na wymianę ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym. Wraz ze spadkiem wartości  $D_p$  odnotowany został wzrost intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a złożem, co w konsekwencji prowadziło do opóźnienia wystąpienia progowej straty wylotowej  $T_o$  w czasie etapu ładowania oraz wzrostu ilości ciepła odebranego przez powietrze w czasie etapu rozładowywania. Dla przypadków obliczeniowych charakteryzujących się tymi samymi wartościami  $\dot{m}_a$  oraz  $\tau_{cykl}$  odzyskano odpowiednio 1,72 kWh i 1,60 kWh ciepła przy  $D_p$  równym 14 mm i 26 mm.

Rezultaty uzyskane na podstawie wielowariantowej analizy zasobników z wypełnieniem porowatym wskazują na bezpośredni wpływ parametrów takich jak smukłość zasobnika ciepła  $\varphi_{TES}$ , strumień masowy przepływu powietrza  $\dot{m}_a$  oraz średnica elementów złoża  $D_p$  na intensywność wymiany ciepła pomiędzy nośnikiem ciepła a materiałem akumulacyjnym oraz wartość spadku jego ciśnienia. Obserwacje te stały się podstawą dla opracowania planu optymalizacji parametrów zasobnika TES w skali laboratoryjnej, co opisano w Rozdziale 4.

Choć wykazana dokładność wykorzystanego modelu numerycznego względem rezultatów eksperymentalnych była zadowalająca, to przyszłe badania numeryczne zasobników ciepła z wypełnieniem porowatym powinny być ukierunkowane na modelowanie rzeczywistych geometrii pojedynczych elementów złoża. Pozwoli to na wykazanie wpływu zróżnicowanych kształtów na wymianę ciepła oraz przepływ płynu, szczególnie w obszarze bliskości ściany.

---

Dotychczasowe badania w tym zakresie ograniczały się głównie do stosowania elementów kulistych [175], [192], co znacząco upraszczało model i miało swoje konsekwencje w dokładności modelowania wzajemnego oddziaływania elementów.

## 4. Optymalizacja zasobnika TES w skali laboratoryjnej

### 4.1 Wybór zmiennych

Analiza numeryczna trzech wariantów odniesienia zasobnika ciepła wykazała podstawowe zależności pomiędzy wymiarami charakterystycznymi oraz parametrami przepływu powietrza a sprawnością badanych układów. Na tej podstawie zdefiniowano zmienne parametry wejściowe i stałe optymalizacji, które posłużyły do utworzenia zestawu unikalnych konfiguracji zasobnika ciepła. Zdefiniowane parametry zmienne to: (a) długość zasobnika ciepła; (b) średnica elementów złoża akumulacyjnego; (c) strumień masowy powietrza w czasie etapu ładowania i rozładowywania.

Długość zasobnika ciepła  $H_{TES}$ , badana była w czasie optymalizacji w zakresach od 0,5 metra do 5,0 metrów. Zmienna ta determinowała także średnicę  $D_{TES}$  poprzez założenie stałej objętości zasobnika ciepła  $V_{TES}$  równej 0,1 m<sup>3</sup>. Otrzymano zatem zestaw danych wejściowych dla zasobników o współczynniku smukłości  $\varphi_{TES}$  od 0,99 do 31,32. Dla każdej konfiguracji parametrów stosowano przyjętą korelację na promieniowy rozkład porowatości złoża względem ściany zasobnika (Równanie (3.14)), przy czym średnia przyjęta porowatość wynosiła 0,39. Skutkowało to zatem założeniem stałej objętości materiału akumulacyjnego.

Średnica elementów złoża akumulacyjnego  $D_p$  badana była w zakresie od 0,01 metra do 0,05 metra. Jak wykazano, na podstawie badań numerycznych, parametr ten wpływa zarówno na intensywność wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a powierzchnią materiału akumulacyjnego, jak i na wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego na złożu. Finalnie wzięto pod uwagę zakres wartości parametru  $\delta_{TES}$  od 3,19 do 50,47.

Strumień masowy powietrza  $\dot{m}_a$  w czasie etapu ładowania i rozładowywania determinowany był na drodze założenia, że do osłony bilansowej na etapie ładowania zasobnika dostarczona będzie energia

w ilości wystarczającej do osiągnięcia stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  równego 0,70. Założenie to obejmowało całkowitą akumulację ciepła w materiale skalnym, zatem w czasie obliczeń stopień naładowania  $\theta_{TES}$  nie osiągnął oczekiwanej wartości ze względu na m.in. stratę wylotową, akumulację ciepła w ścianie zasobnika oraz straty do otoczenia. Ustalona wartość została przyjęta na podstawie wyników eksperymentalnych i numerycznych, które wskazywały na spadek intensywności akumulacji ciepła w złożu skalnym dla wartości  $\theta_{TES}$  zbliżonej do 0,70 dla wszystkich badanych przypadków. Strumień masowy powietrza determinował także długość trwania cyklu zasobnika ciepła. W trakcie optymalizacji badano strumień masowy powietrza w zakresie od 0,01 kg/s do 0,10 kg/s.

## 4.2 Metodologia

W celu określenia wpływu poszczególnych parametrów wejściowych na sprawność badanych konfiguracji układów z zasobnikiem TES wykorzystano metodę płaszczyzny odpowiedzi (ang. *Response Surface*). Jej istotą jest budowa metamodelu, który aproksymuje zależności pomiędzy zmiennymi wejściowymi a parametrami wynikowymi badanego układu. Tak skonstruowany model umożliwia wyznaczenie wartości funkcji celu, bez konieczności wykonywania wielokrotnych obliczeń numerycznych przy zmianie wartości jednej ze zmiennych i obserwacji jej wpływu na parametry układu. Choć dokładność metamodelu jest niższa niż w przypadku pełnych obliczeń numerycznych, to jego zastosowanie pozwala na znaczące skrócenie czasu analizy.

W procesie optymalizacji wykorzystano oprogramowanie ANSYS, które oferuje szereg typów analizy płaszczyzny odpowiedzi. Na potrzeby rozwiązania niniejszego problemu wybrano metodę równań wielomianowych drugiego stopnia, która jest standardowa dla tego typu problemów [297] i może być wyrażona dla liczby  $k$  zmiennych  $x$  jako [298]:

$$\begin{aligned}
y &= \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_k x_k + \beta_{11} x_1^2 + \dots \\
&\quad + \beta_{kk} x_k^2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{13} x_1 x_3 \\
&\quad + \dots + \beta_{k-1,k} x_{k-1} x_k + \epsilon \\
&= \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 \\
&\quad + \sum_{i < j=2}^k \beta_{ij} x_i x_j + \epsilon,
\end{aligned} \tag{4.1}$$

gdzie  $\epsilon$  to reprezentacja innych niż zdefiniowane zmienne wejściowe, które mają wpływ na wartości parametrów monitorowanych i są nieodłączną częścią badanych procesów.  $\epsilon$  traktowane jest jako błąd statystyczny z rozkładem normalnym. Ocena dopasowania wartości śledzonych wskaźników uzyskanych na drodze badań przesiewowych względem predykcji metamodelu została dokonana na drodze wykorzystania błędu średniokwadratowego (RMSE) definiowanego jako:

$$RMSE = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(y_{ref,i} - y_{meas,i})^2}{n}}. \tag{4.2}$$

Procesem optymalizacji objęto zasobnik ciepła w skali laboratoryjnej o objętości 0,1 m<sup>3</sup>, który w czasie etapu ładowania zasilany był strumieniem powietrza o stałej temperaturze 380 K. Temperatura materiału skalnego w czasie  $t = 0$  wynosiła 293,15 K i pozostawał w stanie równowagi z otoczeniem. Cykl działania zasobnika ciepła podzielony był na trzy etapy: (I) ładowania, (II) magazynowania i (III) rozładowywania o tym samym czasie trwania, który determinowany był na drodze wartości strumienia masowego powietrza, stałej ilości ciepła koniecznej do dostarczenia do osłony kontrolnej oraz znanej entalpii powietrza ładującego. W czasie symulacji monitorowano temperaturę oraz ciśnienie powietrza na wlocie i wylocie z domeny obliczeniowej oraz poziom naładowania zasobnika ciepła. Funkcją celu przeprowadzonej optymalizacji była maksymalizacja wartości sprawności egzergetycznej zasobnika TES  $H_{ex}$  zdefiniowanej za pomocą Równania (3.46). Ponadto

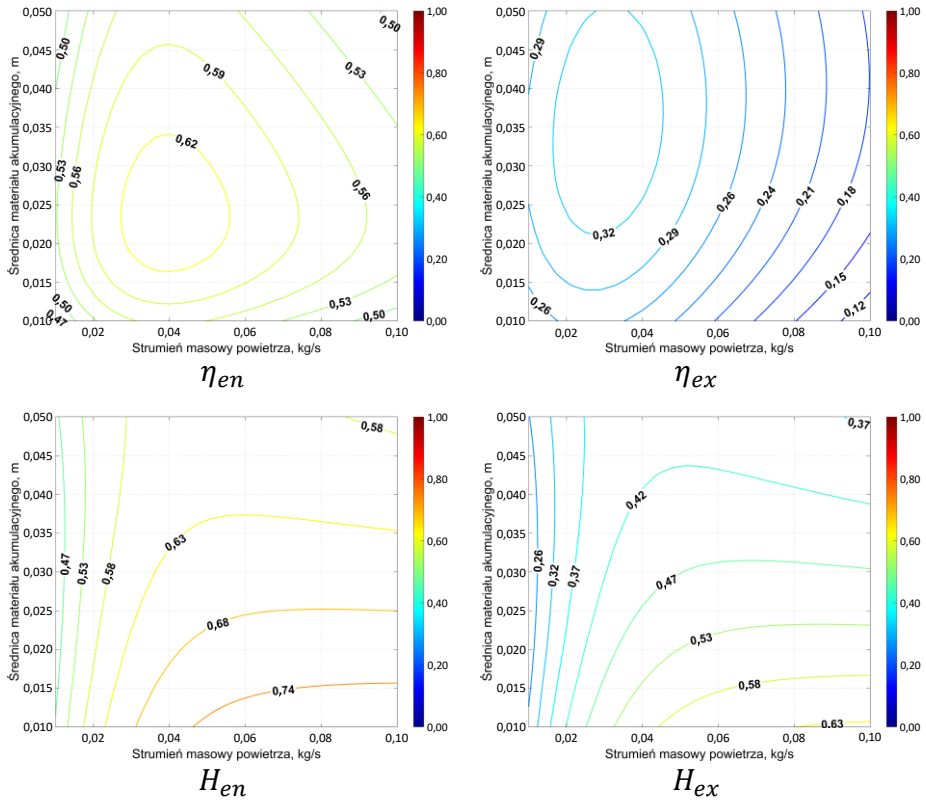
---

w czasie analiz monitorowano wyjściowe wartości sprawności energetycznej i egzenergetycznej cyklu pracy układu (Równania (3.36) i (3.40)) oraz sprawności energetycznej zasobnika TES (Równanie (3.45)).

### 4.3 Wyniki optymalizacji

Wyniki optymalizacji opracowano na podstawie 61 przesiewowych serii numerycznych realizowanych w zdefiniowanych granicach zmiennych wejściowych. Uzyskane wyniki obliczeń charakteryzowały się odchyleniem na poziomie od 1,37% do 1,67% RMSE względem wygenerowanych przez metamodel powierzchni odpowiedzi dla śledzonych parametrów. Osiągnięty rzeczywisty stopień naładowania był niższy od wartości teoretycznej i w zależności do wariantu zasobnika, wahał się w granicach od 0,539 do 0,688, na co wpływ miały straty ciepła do otoczenia oraz strata wylotowa. Odnotowane wartości spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złożę akumulacyjne, ze względu na przyjęte parametry charakterystyczne badanych zasobników, mieściły się w zakresie od 0,01 kPa do 50 kPa.

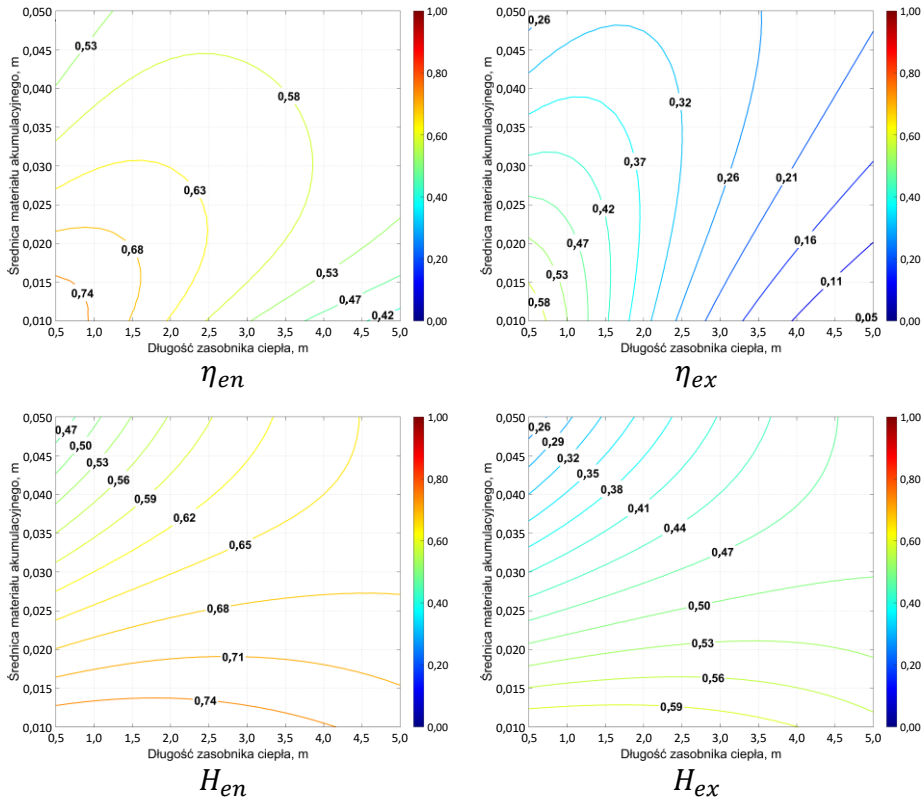
Na Rys. 4.1 przedstawiono wpływ strumienia masowego powietrza i średnicy materiału akumulacyjnego na śledzone parametry wyjściowe.



**Rysunek 4.1** Wpływ strumienia masowego powietrza oraz średnicy materiału akumulacyjnego na wyjściowe parametry optymalizacji

Jak wykazano, co też przedstawiono na Rys. 4.1, sprawność energetyczna badanego układu wykazuje tendencję do osiągnięcia maksimum lokalnego w obszarze wartości strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$  równego 0,04 kg/s i średnicy materiału akumulacyjnego  $D_p$  równej 25 mm. W przypadku sprawności energetycznej i egzergicznej zasobnika TES maksymalne wartości tych wskaźników identyfikowane są obszary górnej badanej granicy strumienia masowego powietrza oraz dolnej granicy średnicy materiału akumulacyjnego, co koresponduje ze wcześniejszymi rezultatami badań eksperymentalnych i numerycznych.

Na Rys. 4.2 przedstawiono wpływ długości zasobnika ciepła  $H_{TES}$  oraz średnicy materiału akumulacyjnego na śledzone parametry wyjściowe.

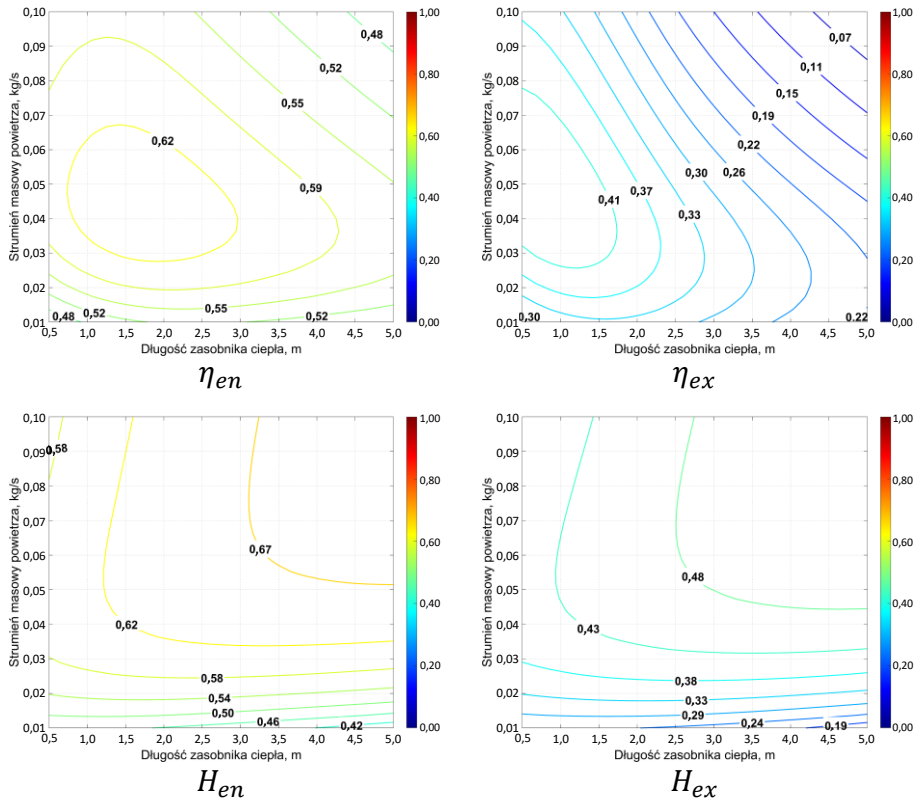


**Rysunek 4.2** Wpływ długości zasobnika ciepła oraz średnicy materiału akumulacyjnego na wyjściowe parametry optymalizacji

Wyniki przedstawione na Rys. 4.2 wskazują, że maksymalne wartości sprawności energetycznej i egzenergetycznej układu magazynowania energii obserwowane są w obszarze przyjętych, dolnych granic parametrów długości zasobnika TES oraz średnicy materiału akumulacyjnego. Badania przesiewowe wskazały, że wraz ze zmniejszaniem się długości zasobnika malała także finalna wartość stopnia naładowania oraz skróceniu ulegał czas wystąpienia progowej straty wylotowej. W przypadku sprawności energetycznej i egzenergetycznej zasobnika wartości maksymalne tych wskaźników również występują w obszarze najmniejszej średnicy materiału akumulacyjnego, jednakże rozszerzeniu uległ zakres potencjalnej długości optymalnego przypadku zasobnika.



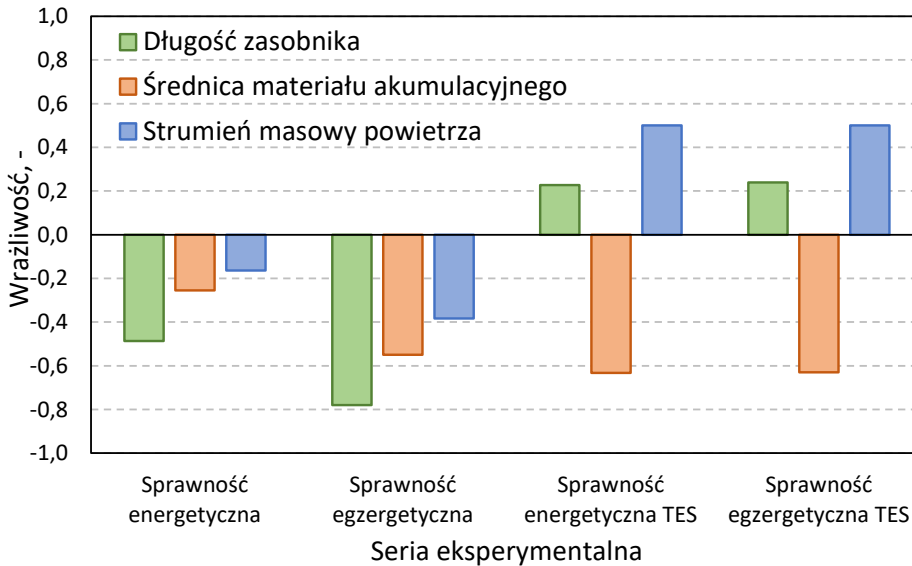
Na Rys. 4.3 przedstawiono wpływ długości zasobnika ciepła  $H_{TES}$  oraz strumienia masowego powietrza na śledzone parametry wyjściowe.



**Rysunek 4.3** Wpływ długości zasobnika ciepła oraz strumienia masowego powietrza na wyjściowe parametry optymalizacji

Wyniki przedstawione na Rys. 4.3 wskazują, że maksymalna sprawność energetyczna układu magazynowania energii identyfikowana jest w zakresie długości zasobnika ciepła od 1 m do 3 m oraz strumienia masowego powietrza od 0,028 kg/s do 0,065 kg/s. Wzrost sprawności egzergetycznej układu obserwowany jest wraz ze zmniejszaniem się długości zasobnika ciepła oraz w zakresie wartości strumienia masowego powietrza od 0,026 kg/s do 0,077 kg/s. W przypadku sprawności energetycznej i egzergetycznej zasobnika TES maksymalizacja tych wskaźników obserwowana jest wraz z przyrostem długości zasobnika i strumienia masowego gazu, a zatem ze wzrostem intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym.

Na Rys. 4.4 zaprezentowano wpływ poszczególnych parametrów wejściowych, tj. długości zasobnika  $H_{TES}$ , średnicy elementów złoza  $D_p$  oraz strumienia masowego powietrza  $\dot{m}_a$ , na zmianę wartości wyjściowych parametrów optymalizacji. Ujemna wartość wrażliwości oznacza, że wraz ze wzrostem wartości parametru wejściowego obserwowany jest spadek wartości śledzonego parametru wyjściowego.



**Rysunek 4.4** Wrażliwość parametrów wyjściowych na charakterystyczne parametry zasobnika ciepła

Jak wykazano na Rys. 4.4, wzrost długości zasobnika  $H_{TES}$ , a zatem smukłości zasobnika  $\phi_{TES}$  jest kluczowym parametrem skutkującym spadkiem sprawności energetycznej i egzergetycznej układu magazynowania ciepła, co związane jest ze znacznym wzrostem spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złoże akumulacyjne. W przypadku sprawności energetycznej i egzergetycznej zasobnika TES, które nie uwzględniają wydatku energetycznego na zasilenie dmuchawy, wzrost wartości  $H_{TES}$  i  $\dot{m}_a$  prowadzą do wzrostu tych parametrów wyjściowych, co świadczy o zwiększonej intensywności wymiany ciepła w obrębie złoza porowatego jako efekt wzrostu prędkości przepływu powietrza.

W Tabeli 4.1 zaprezentowano parametry charakterystyczne dla punktu, który został wytypowany jako optymalny, gdy funkcją celu była sprawność egzergetyczna zasobnika TES  $H_{ex}$ .

**Tabela 4.1** Parametry charakterystyczne wytypowanego punktu

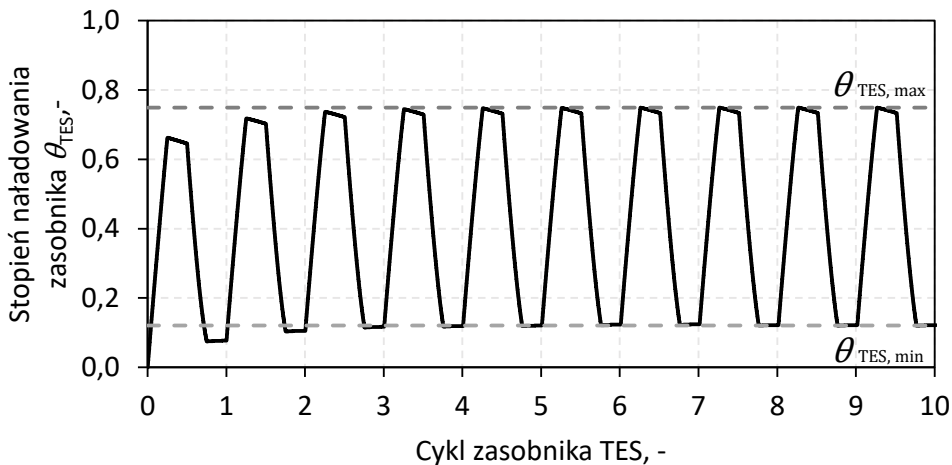
| Parametr                                     | Wartość szacowana | Wynik numeryczny |
|----------------------------------------------|-------------------|------------------|
| Długość zasobnika $H_{TES}$ , m              | 2,40              | -                |
| Średnica zasobnika $D_{TES}$ , m             | 0,23              | -                |
| Smukłość zasobnika, -                        | 10,41             | -                |
| Strumień masowy powietrza $\dot{m}_a$ , kg/s | 0,10              | -                |
| Średnica m. akumulacyjnego $D_p$ , mm        | 0,01              | -                |
| Relacja $D/D_p$                              | 23,03             | -                |
| Sprawność energetyczna układu, -             | 0,5182            | 0,5191           |
| Sprawność egzergetyczna układu, -            | 0,1180            | 0,1191           |
| Sprawność energetyczna TES, -                | 0,7709            | 0,7718           |
| Sprawność egzergetyczna TES, -               | 0,6370            | 0,6377           |

Zgodnie z wynikami przedstawionymi w Tabeli 4.1 metamodel utworzony na etapie optymalizacji wykazał się bardzo dobrą dokładnością szacowania wartości funkcji celu. Potwierdzona obliczeniowo wartość sprawności egzergetycznej TES stanowiła jednocześnie najwyższą wartość tego parametru spośród wszystkich przeprowadzonych przesiewowych serii badań numerycznych, co potwierdza skuteczność predykcji modelu optymalizacyjnego. Wytypowany punkt optymalny charakteryzował się osiągnięciem stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  równego 0,662 w czasie etapu ładowania, a przyrost temperatury wylotowej osiągnął jedynie 6,9% maksymalnej wartości. Maksymalna wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złożę porowate, odnotowana na etapie rozładowywania zasobnika TES, wynosiła 23,4 kPa.

#### 4.4 Badania wariantu optymalnego

W ramach tej sekcji przeprowadzono badania wytypowanego na drodze optymalizacji wariantu zasobnika TES w cyklicznym planie eksploatacji. W ramach jednego cyklu pracy zasobnika przewidziano, oprócz dotychczas badanych etapów ładowania, magazynowania i rozładowywania, dodatkowy etap spoczynkowy. Etap ten występuje pomiędzy rozładowywaniem ciepła, a ładowaniem w kolejnym cyklu.

W trakcie badań przesiewowych dowiedziono, że po zakończonym etapie rozładowywania stopień naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  wynosił od 0,02 do 0,23 w zależności od parametrów charakterystycznych badanych wariantów. Ciepło rezydualne może mieć zatem istotny wpływ na eksploatację zasobnika ciepła ze złożem akumulacyjnym. Na Rysunku 4.5 zaprezentowano stopień naładowania zasobnika ciepła w czasie jego cyklicznej eksploatacji.



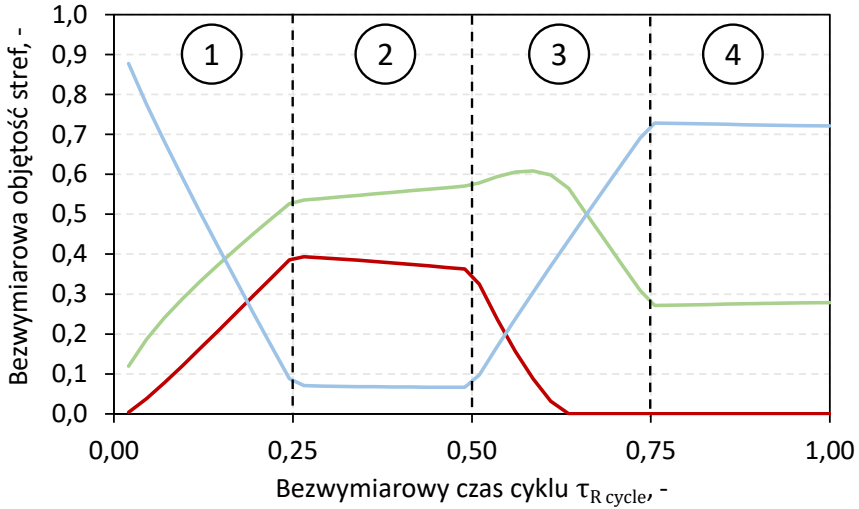
**Rysunek 4.5** Stopień naładowania zasobnika ciepła w czasie cyklicznej pracy

Zgodnie z założeniami optymalizacji, w czasie każdego etapu ładowania doprowadzano do zasobnika tę samą ilość energii, która przy idealnej wymianie ciepła oraz braku strat pozwalałaby na osiągnięcie stopnia naładowania równego 0,70. W rzeczywistości po pierwszym etapie ładowania parametr ten osiągnął wartość 0,662. Po pierwszym rozładowaniu parametr  $\theta_{TES}$  wynosił 0,074, a w czasie etapu spoczynkowego nie odnotowano jego znaczących zmian. Ze względu na ciepło rezydualne stopień naładowania po drugim etapie ładowania wyniósł już 0,716. Wyniki przedstawione na Rys. 4.5 wskazują, że po około 4 cyklach osiągany jest stan bliski powtarzalnego, a stopień naładowania oscyluje pomiędzy maksymalną wartością równą 0,749, a osiąganą po etapie rozładowywania równą 0,120.

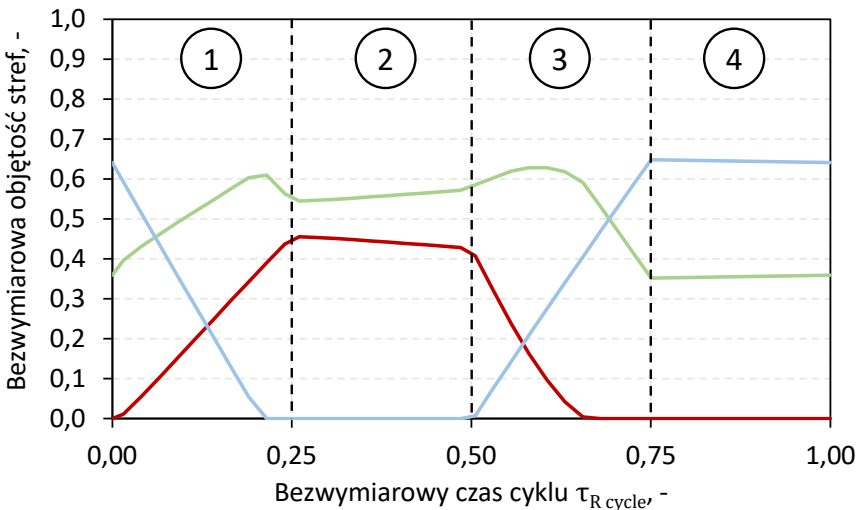
Na Rysunku 4.6 (a) i (b) przedstawiono zmianę bezwymiarowych wartości stref  $V_T$ ,  $V_{Max}$ ,  $V_{Min}$  zdefiniowanych w Równaniach (3.57) – (3.59),

w czasie pełnego pierwszego i dziesiątego cyklu działania zasobnika ciepła, tj. w czasie etapu ładowania (1), magazynowania (2), rozładowywania (3) oraz w czasie etapu spoczynkowego (4).

(a)



(b)

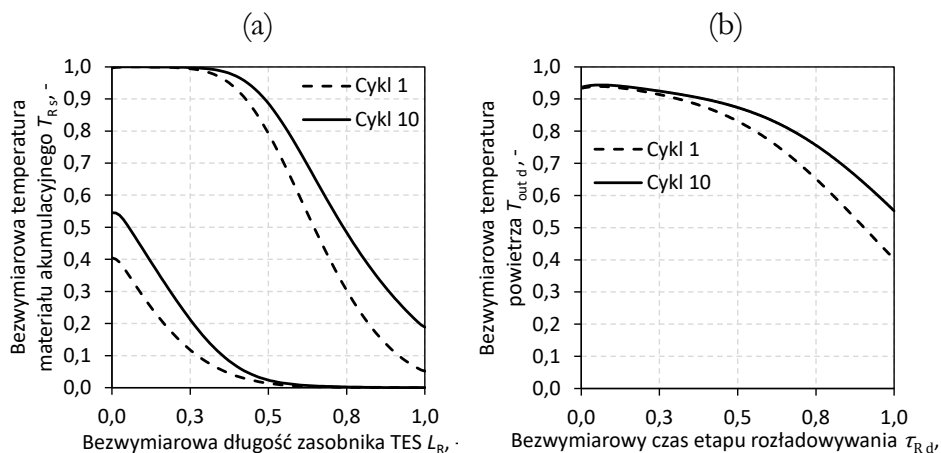


**Rysunek 4.6** Zmiana bezwymiarowych objętości stref temperaturowych w czasie pełnego cyklu wariantu optymalnego: (a) 1. cykl pracy; (b) 10. cykl pracy; kolor czerwony - strefa maksymalnej temperatury, kolor zielony - strefa termokliny, kolor niebieski - strefa minimalnej temperatury

Wyniki przedstawione na Rys. 4.6 (a) wskazują, że zgodnie z przyjętymi założeniami dla optymalizacji nie odnotowano zaniku strefy minimalnej temperatury  $V_{min}$ , co wiązało się z ograniczoną wartością straty wylotowej z zasobnika  $T_o$  w czasie etapu ładowania. Jednocześnie skutkowało to nieosiągnięciem maksymalnej możliwej objętości strefy termokliny  $V_T$  w czasie pierwszego cyklu działania. W czasie etapu magazynowania uzyskano jednoczesny spadek bezwymiarowej objętości strefy maksymalnej  $V_{Max}$  i minimalnej  $V_{Min}$  temperatury odpowiednio z 0,39 do 0,36 i z 0,08 do 0,06. Ze względu na straty ciepła do otoczenia, a także wewnętrzny przepływ ciepła na drodze przewodzenia oraz konwekcji naturalnej pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym, nastąpił wzrost bezwymiarowej objętości strefy termokliny  $V_T$  z 0,53 do 0,58. W czasie etapu rozładowywania odnotowano chwilowy wzrost wartości bezwymiarowej objętości strefy termokliny do 0,61, a następnie jej spadek do 0,27 ze względu na wymianę ciepła pomiędzy złożem a powietrzem. W czasie etapu spoczynkowego, w którym w objętości materiału akumulacyjnego magazynowane było ciepło rezydualne, uzyskano nieznaczny wzrost tej wartości do 0,28, co wskazywało na dalszy spadek potencjału temperaturowego pozostałego ciepła.

W czasie 10 cyklu działania optymalnego wariantu zasobnika ciepła, zgodnie z Rys. 4.6 (b), odnotowano całkowity zanik strefy minimalnej temperatury  $V_{Min}$  ze względu na wpływ ciepła rezydualnego, co koresponduje z wynikami przedstawionymi na Rys. 4.5. Bezpośrednią konsekwencją zaniku  $V_{Min}$  jest wzrost temperatury powietrza wylotowego z zasobnika oraz redukcja objętości termokliny po osiągnięciu maksimum lokalnego w czasie ładowania magazynu ciepła. Zależności obserwowane w dalszych etapach cyklu zasobnika nie uległy zmianie, natomiast zaobserwowano zmianę udziałów objętości poszczególnych stref w stosunku do pierwszego cyklu działania - maksymalna osiągnięta wartość  $V_{max}$  w czasie etapu ładowania wyniosła 0,46, natomiast po etapie magazynowania uległa ona redukcji do 0,43.

Na Rys. 4.7 zaprezentowano porównanie podstawowych parametrów w czasie 1. cyklu oraz 10. cyklu eksploatacji zasobnika ciepła.



**Rysunek 4.7** Porównanie parametrów charakterystycznych zasobnika TES dla 1. oraz 10. cyklu pracy: (a) rozkład temperatury materiału akumulacyjnego po etapie ładowania oraz na końcu cyklu; (b) temperatura powietrza wylotowego w czasie etapu rozładowywania

Zmiana w ilości ciepła rezydualnego po etapie rozładowywania oraz maksymalnego stopnia naładowania w ramach każdego z kolejnych cykli pociąga za sobą oczywistą zmianę w rozkładzie temperatury materiału akumulacyjnego. Po etapie ładowania w ramach pierwszego cyklu strefa wysokiej temperatury ( $0,90 \leq T_R$ ) obserwowana jest na 0,425 bezwymiarowej długości zasobnika TES, a w czasie 10. cyklu wartość ta wynosiła 0,49. Ponadto w czasie pracy w stanie bliskim powtarzalnego nie jest obserwowana wartość kwalifikowana jako strefa niskiej temperatury ( $0,10 \geq T_R$ ). Cecha ta ogranicza straty egzergii wynikające z naturalnego rozpraszania się ciepła ze względu na gradient temperatury, jednakże oznacza to także wzrost straty wylotowej na etapie ładowania zasobnika. W czasie etapu rozładowywania (Rys. 4.7 (b)) obserwowany jest wzrost temperatury powietrza wylotowego z zasobnika TES względem pierwszego cyklu eksploatacji. Średnia moc badanego zasobnika w czasie pierwszego etapu rozładowywania wynosi 6,32 kW, co wiąże się z odzyskaniem 1,76 kWh ciepła. W czasie 10 cyklu pracy zasobnika jego średnia moc wynosi 6,80 kW oraz odzyskiwane jest 1,89 kWh ciepła. Ciepło rezydualne istotnie wpływa na zmianę wskaźników oceny działania

układu magazynowania energii oraz samego zasobnika, co podsumowano w Tabeli 4.2.

**Tabela 4.2** Porównanie wartości wskaźników oceny działania układu oraz zasobnika ciepła

| Parametr                            | 1 cykl | 10 cykl |
|-------------------------------------|--------|---------|
| Sprawność energetyczna układu, -    | 0,5191 | 0,5569  |
| Sprawność egzenergetyczna układu, - | 0,1191 | 0,1331  |
| Sprawność energetyczna TES, -       | 0,7718 | 0,8303  |
| Sprawność egzenergetyczna TES, -    | 0,6377 | 0,7169  |

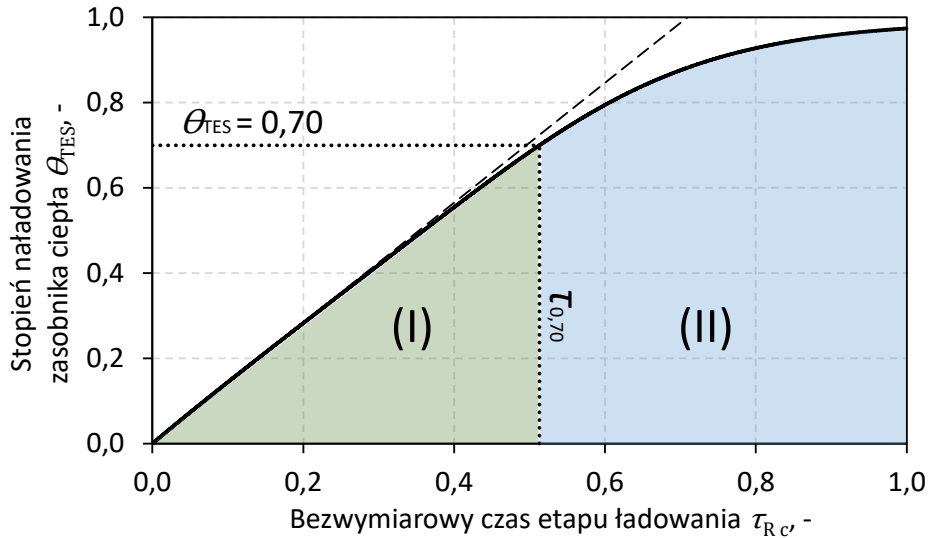
## 4.5 Analiza wymiarowa

Proces optymalizacji konstrukcji zasobnika pozwolił na otrzymanie charakterystyk pracy układu dla szerokiego zakresu jego kluczowych parametrów. W trakcie badań numerycznych odnotowano, że przyrost stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  w początkowych etapach ładowania nie jest zależny od parametru smukłości  $\phi_{TES}$ . Jednak wraz z postępem tego etapu spada wartość pochodnej z funkcji przyrostu stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ , co związane jest z malejącym strumieniem ciepła wymienianego pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym. Obserwowany jest także wzrost wartości temperatury powietrza wylotowego z zasobnika. W przypadku badań eksperymentalnych również odnotowano zmianę intensywności przyrostu stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  w czasie etapu ładowania. Stwierdzono jednak, że wraz ze spadkiem smukłości zasobnika TES rośnie niedokładność szacowania wartości tego parametru ze względu na brak danych pomiarowych z zakresu rozkładu promieniowego temperatury materiału akumulacyjnego.

Podstawą dla opracowania koncepcji analizy wymiarowej było dążenie do wyznaczenia uniwersalnego wyrażenia umożliwiającego wskazanie czasu etapu ładowania, w którym dany zasobnik z wypełnieniem porowatym pracować będzie bez nadmiernego wzrostu straty wylotowej. Oryginalnie koncepcja ta zaprezentowana została w pracy [299] jako efekt realizacji projektu 2023/49/N/ST8/01575 finansowanego przez Narodowe Centrum Nauki. Wstępne wyliczenia oparte zostały o wyniki badań eksperymentalnych z wykorzystaniem Wariantu I zasobnika ciepła,



a także wielowariantowej analizy numerycznej. W niniejszym podrozdziale rozszerzono zakres o rezultaty eksperymentalne dla wszystkich badanych wariantów zasobnika ciepła, a także pozostałe badania numeryczne. Na Rys. 4.8 zaprezentowano przykładowy profil przyrostu stopnia naładowania zasobnika ciepła wraz z wyróżnieniem dwóch specyficznych etapów pośrednich.



**Rysunek 4.8** Przykładowy profil przyrostu stopnia naładowania zasobnika ciepła w czasie etapu ładowania: (I) etap akumulacji, (II) etap dopełnienia

Etapy pośrednie, wskazane na Rys. 4.8, zostały zdefiniowane na podstawie typowej charakterystyki przyrostu stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  w czasie etapu ładowania pierwszego cyklu pracy. W czasie etapu akumulacji obserwowany jest niemal liniowy przyrost stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ , a dominującym procesem jest wymiana ciepła pomiędzy gorącym gazem a materiałem akumulacyjnym na drodze konwekcji wymuszonej. W końcowej części etapu akumulacji obserwowany jest także nieznaczny wzrost temperatury powietrza wylotowego z zasobnika ciepła. W czasie etapu dopełnienia zasobnika ciepła obserwowany jest intensywny wzrost temperatury powietrza wylotowego, a strumień ciepła wymienianego pomiędzy gazem a materiałem akumulacyjnym maleje. Obserwowany jest także wzrost strat

ciepła do otoczenia przez ściany zasobnika. Wartość stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  asymptotycznie zbliża się do wartości maksymalnej.

Przyjętym parametrem był czas charakterystyczny  $\tau_{0,70}$  wyznaczany dla zasobnika ciepła, w którym stopień naładowania  $\theta_{TES}$  osiąga wartość 0,70. Wartość tę wytypowano na podstawie wniosków z wcześniejszych badań eksperymentalnych i numerycznych – m.in. wzrostu temperatury powietrza wylotowego z zasobnika ciepła. Ponadto zaobserwowano, że dla serii numerycznych prowadzonych w czasie optymalizacji konstrukcji zasobnika stopień naładowania  $\theta_{TES}$  nie odbiegał o więcej niż 0,05 wartości bezwzględnej od teoretycznego przyrostu liniowego (Rysunek 4.8). Wyrażenie pozwalające na uproszczone obliczenie wartości  $\tau_{0,70}$  otrzymano na drodze analizy wymiarowej. Założono, że wartość ta przypada na określoną objętość materiału akumulacyjnego i jest zależna zarówno od parametrów gazu dostarczanego do zasobnika na etapie ładowania jak i parametrów złoża skalnego [299]. Analizę wymiarową wyrażono jako:

$$\frac{\tau_{0,70}}{V_{TES}} = f(\rho_{pb}, cp_b, cp_f, \dot{m}_f), \quad (4.3)$$

gdzie  $V_{TES}$  to objętość zasobnika ciepła,  $cp_b$  i  $cp_f$  to odpowiednio pojemność cieplna właściwa materiału akumulacyjnego i gazu przepływającego przez zasobnik, a  $\dot{m}_f$  to strumień masowy tego gazu. Wielkość  $\rho_{pb}$  to gęstość nasypowa złoża skalnego zdefiniowana jako:

$$\rho_{pb} = (1 - \varepsilon) \cdot \rho_b. \quad (4.4)$$

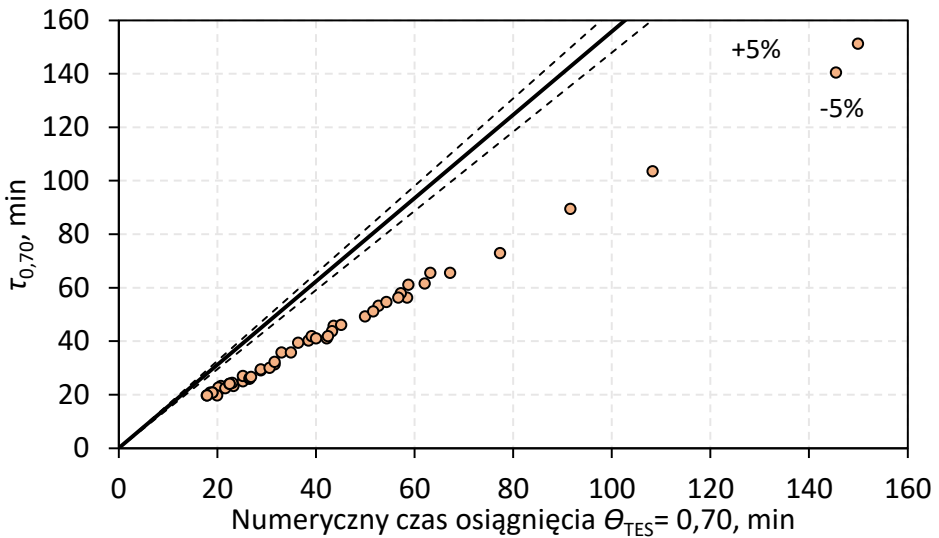
Finalna postać równania uzyskanego na drodze analizy wymiarowej została przedstawiona w Równaniu (4.5):

$$\frac{\tau_{0,70}}{V_{TES}} = C_\tau \cdot \frac{\rho_{pb}}{\dot{m}_f} \cdot \frac{cp_b}{cp_f}, \quad (4.5)$$

gdzie  $C$  to współczynnik determinowany empirycznie. W Załączniku 3 przedstawiono wyprowadzenie Równania (4.5). W przypadku całkowitej akumulacji dostarczonego ciepła w złożu akumulacyjnym współczynnik  $C$  przyjmuje wartość 0,70. Zgodnie z przyjętą metodyką

wzrost wartości empirycznego współczynnika  $C$  wskazuje na konieczność wydłużenia etapu ładowania między innymi ze względu na straty ciepła do otoczenia oraz wzrost temperatury wylotowej z zasobnika.

Na Rys. 4.9 przedstawiono dopasowanie otrzymanych wartości  $\tau_{0,70}$  w funkcji czasu osiągnięcia wartości stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  równej 0,70 dla serii numerycznych przeprowadzonych w ramach procesu optymalizacji konstrukcji zasobnika ciepła.

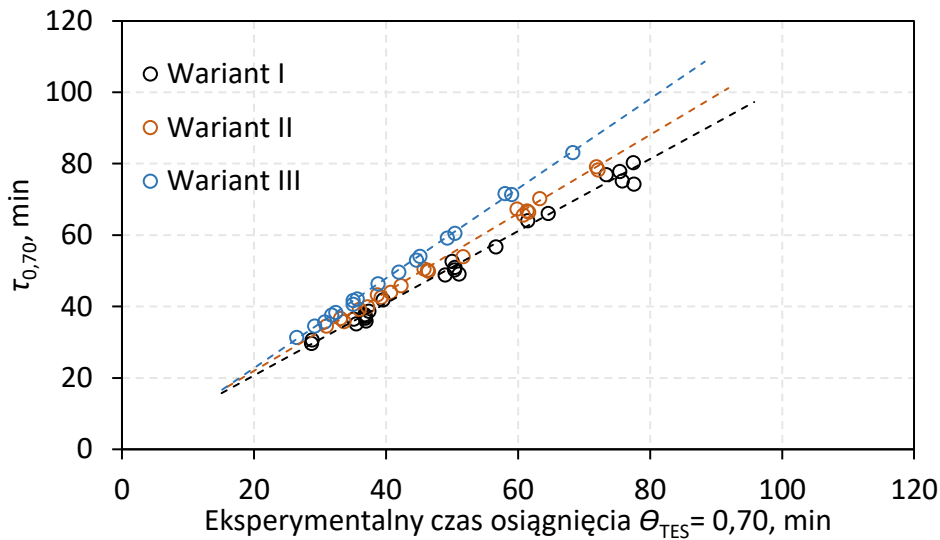


**Rysunek 4.9** Wartość parametru  $\tau_{0,70}$  w funkcji czasu osiągnięcia  $\theta_{TES} = 0,70$  dla przeprowadzonych serii numerycznych

Wyniki przedstawione na Rys. 4.9 zostały osiągnięte dla parametru  $C$  o wartości 0,873, co wskazuje na wpływ strat ciepła do otoczenia oraz straty wylotowej na proces ładowania zasobnika. Jak wykazano, wartości  $\tau_{0,70}$  dla wszystkich przeanalizowanych serii numerycznych mieściły się w zakresie odchylenia  $\pm 5\%$  od rzeczywistego czasu osiągnięcia  $\theta_{TES} = 0,70$ . Przeprowadzono także weryfikację wartości współczynnika empirycznego dla przypadków obliczeniowych przeprowadzonych z założeniem adiabatycznych ścian zasobnika, które omówiono w Podrozdziale 3.4. Najlepsze dopasowanie wartości  $\tau_{0,70}$  oraz  $\theta_{TES} = 0,70$  zostało osiągnięte dla wartości współczynnika  $C$  równego 0,782, co wskazuje na wpływ strat ciepła do otoczenia na tempo przyrostu stopnia

naładowania. W przypadku obliczeń przy założeniu adiabatycznych ścian straty ciepła ograniczają się do wzrostu temperatury powietrza wylotowego oraz akumulacji ciepła w ścianach zasobnika.

Na Rys. 4.10 przedstawiono wyniki  $\tau_{0,70}$  w funkcji czasu osiągnięcia  $\theta_{TES} = 0,70$  dla przeprowadzonych serii eksperymentalnych.



**Rysunek 4.10** Porównanie wartości  $\tau_{0,70}$  w funkcji stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  dla wielowariantowej analizy eksperymentalnej

Wartość współczynnika empirycznego  $C$ , równa 0,967, została dopasowana dla serii eksperymentalnych wykonanych przy wykorzystaniu Wariantu I zasobnika ciepła. Zgodnie ze wcześniejszymi obserwacjami, ta sama wartość  $\tau_{0,70}$  uzyskiwana jest w krótszym czasie wraz ze spadkiem smukłości zasobnika, co wynika z przeszacowania wartości stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ . Wartość  $\tau_{0,70}$  równa 70 minut odpowiada osiągnięciu  $\theta_{TES}$  po 69,76 minutach dla Wariantu I, 63,56 minutach dla Wariantu II i 57,54 minutach dla Wariantu III. Wartość współczynnika  $C$  dla Wariantu I jest wyższa niż dla serii numerycznych uwzględniających straty ciepła do otoczenia, co wynika z faktu, że serie eksperymentalne obciążone są, na przykład, opóźnieniem w osiągnięciu oczekiwanej temperatury powietrza wlotowego.

Do numerycznych przebiegów stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$  w czasie etapu ładowania  $t$  dopasowano funkcję aproksymującą przedstawioną w Równaniu (4.6):

$$\theta_{TES}(t) = \alpha_{\tau} \cdot \frac{e^{\beta_{\tau} \cdot t^{\gamma_{\tau}}} - e^{-\beta_{\tau} \cdot t^{\gamma_{\tau}}}}{e^{\beta_{\tau} \cdot t^{\gamma_{\tau}}} + e^{-\beta_{\tau} \cdot t^{\gamma_{\tau}}}} = \alpha_{\tau} \cdot \tan h(\beta_{\tau} \cdot t^{\gamma_{\tau}}), \quad (4.6)$$

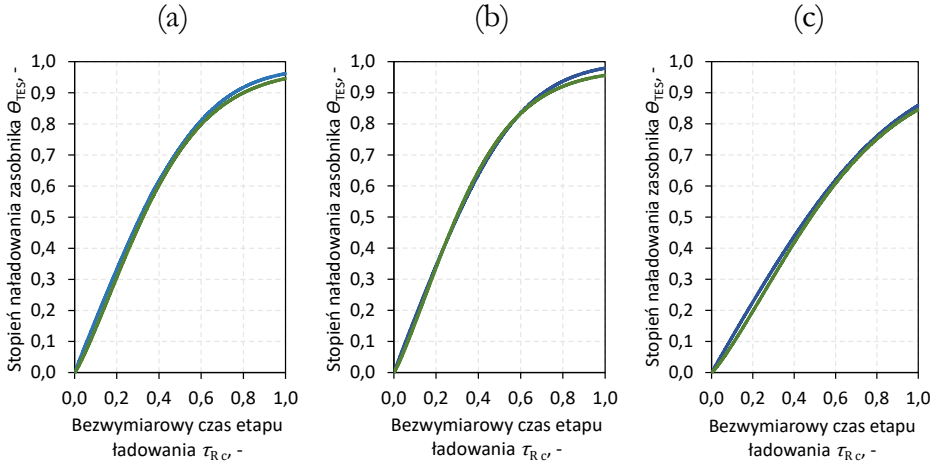
gdzie  $\alpha$ ,  $\beta$  i  $\gamma$  to współczynniki zależne od wartości parametru  $\tau_{0,70}$ , co przedstawiono w Równaniach (4.7) – (4.9):

$$\frac{\alpha_{\tau}}{\tau_{0,70}} = 0,9688 \cdot \tau_{0,70}^{-0,9989}, \quad (4.7)$$

$$\frac{\beta_{\tau}}{\tau_{0,70}} = 34,075 \cdot \tau_{0,70}^{-2,6545}, \quad (4.8)$$

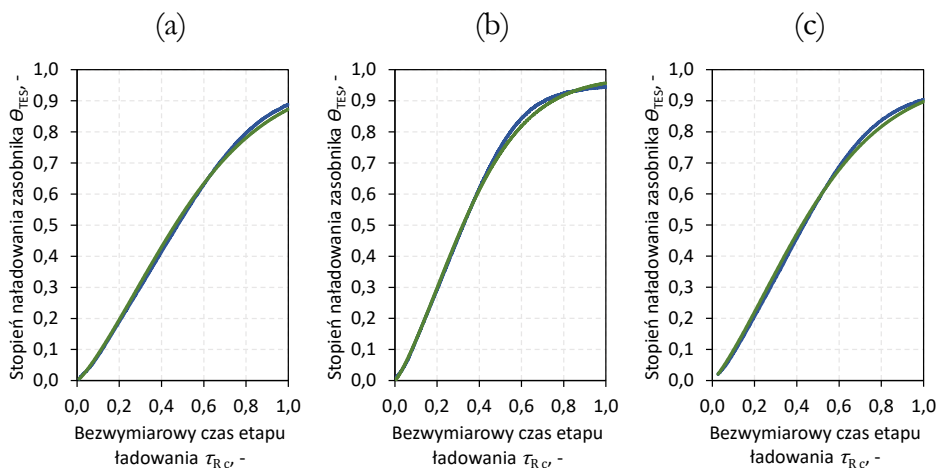
$$\frac{\gamma_{\tau}}{\tau_{0,70}} = 0,7659 \cdot \tau_{0,70}^{-0,9443}. \quad (4.9)$$

Wykorzystanie funkcji  $\theta_{TES}(t)$  umożliwia przybliżone szacowanie wartości stopnia naładowania zasobnika ciepła w czasie etapu ładowania, gdy pożądana jest jego eksploatacja w czasie innym niż wyznaczonym za pomocą parametru  $\tau_{0,70}$ . Zgodnie z wykazaną na Rys. 2.31 zależnością spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złoże akumulacyjne od stopnia naładowania zasobnika TES, funkcja  $\theta_{TES}(t)$  może być wykorzystywana do szacowania wartości  $\Delta p$  w czasie etapu ładowania. Na Rys. 4.11 przedstawiono przykładowe porównanie przebiegów wartości stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$  w czasie obliczeń numerycznych oraz dopasowanych funkcji  $\theta_{TES}(t)$ . Przedstawione przypadki obliczeniowe cechują się wartościami  $\tau_{0,70}$  równymi odpowiednio 1496 s, 1390 s i 1244 s.



**Rysunek 4.11** Numeryczny stopień naładowania zasobnika TES: (a)  $\dot{m}_a = 0,074$  kg/s, (b)  $\dot{m}_a = 0,079$  kg/s, (c)  $\dot{m}_a = 0,085$  kg/s; linia zielona - wyniki numeryczne, linia niebieska – wartość funkcji aproksymującej

Najwyższa zgodność pomiędzy wartościami odnotowywana jest do wartości  $\tau_{0,70}$ , a wartości uzyskiwane przy pomocy funkcji  $\theta_{TES}(t)$  są niedoszacowane na etapie dopełniania zasobnika ciepła. Wartość RMSE dla wskazanych wariantów wyniosły odpowiednio 4,72%, 4,81% i 3,95%, a maksymalna różnica pomiędzy wartościami  $\theta_{TES}$  wyniosła 0,028, 0,023 oraz 0,029. Średnia wartość RMSE dla wszystkich badanych przypadków numerycznych wyniosła 4,52%. Na Rysunku 4.12 przedstawiono przykładowe porównanie przebiegów wartości stopnia naładowania zasobnika w czasie pomiarów oraz dopasowanych funkcji  $\theta_{TES}(t)$ . Przedstawione przypadki obliczeniowe cechują się wartościami  $\tau_{0,70}$  równymi odpowiednio 3879 s, 4820 s oraz 2995 s.



**Rysunek 4.12** Eksperymentalny stopień naładowania zasobnika TES:

(a)  $\dot{m}_a = 0,036$  kg/s, (b)  $\dot{m}_a = 0,029$  kg/s, (c)  $\dot{m}_a = 0,048$  kg/s; linia zielona - wyniki numeryczne, linia niebieska – wartość funkcji aproksymującej

Wartości RMSE dla przedstawionych przebiegów funkcji oraz eksperymentalnego stopnia naładowania wyniosły odpowiednio 3,84%, 4,87% i 4,27%. Średnia wartość RMSE dla wszystkich serii eksperymentalnych przedstawionych na Rys. 4.12, po ustaleniu właściwej dla każdego z wariantów zasobnika wartości empirycznego współczynnika  $C$ , wyniosła 4,12%.

Calderón-Vásquez i inni [300] niezależnie zweryfikowali stosowność koncepcji szacowania wartości stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  przedstawionej w tym podrozdziale. Wykorzystali oni parametr  $\tau_{0,70}$  jako jedno z kryteriów zakończenia ładowania zasobnika ciepła ze względu na przyjęcie teoretycznego końca etapu akumulacji ciepła (Rysunek 4.8) w celu ograniczenia straty wylotowej z magazynu ciepła. Stwierdzili oni, że spośród innych przyjętych kryteriów (tj. maksymalnej założonej temperatury na wylocie z zasobnika oraz osiągnięcia maksymalnej długości termokliny) metoda ta cechuje się najlepszą kontrolą stanu naładowania zasobnika w czasie cyklicznej pracy. Potwierdzili oni także niemal liniowy przyrost  $\theta_{TES}$  do wartości zbliżonej do 0,70.

Podsumowując, przedstawiona metodyka umożliwia szacowanie stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  w czasie etapu ładowania. Przyjęty punkt  $\theta_{TES} = 0,70$  stanowi umowną granicę przejścia pomiędzy

---

etapami akumulacji i dopelnienia magazynu, co prowadzi do znaczącego wzrostu temperatury powietrza wylotowego z zasobnika. Przedstawiony parametr  $\tau_{0,70}$  umożliwia także wyznaczenie minimalnej objętości materiału akumulacyjnego dla zasobnika przeznaczonego do pracy w systemie o określonym czasie poszczególnych etapów cyklu. Przebieg wyznaczonej funkcji aproksymującej cechuje się dostateczną zgodnością wartości z numerycznymi i eksperymentalnymi wartościami  $\theta_{TES}$ .



## 5. Modelowanie systemu A-CAES

Modelowanie adiabatycznych systemów magazynowania energii w sprężonym powietrzu oparte jest głównie o techniki numeryczne integrujące szczegółowe modele maszyn przepływowych, wymienników ciepła oraz zasobników TES [66], [301], [302]. Wzrost szczegółowości prowadzonych obliczeń wiąże się jednak z koniecznością zaangażowania większych zasobów obliczeniowych, co utrudnia prowadzenie wielowariantowych analiz ukierunkowanych na wykazanie wpływu poszczególnych parametrów układu na kluczowe wskaźniki oceny systemu. Modele analityczne, których szeroki przegląd przeprowadzili Roos i Haselbacher [303], nie uwzględniają złożoności procesów termodynamicznych zachodzących w wieloetapowym cyklu systemu A-CAES. Pozwalają jednak na szacowanie sprawności energetycznej układu na podstawie takich parametrów jak poziomy ciśnienie powietrza w kawernie czy sprawność izentropowa maszyn przepływowych. Na podstawie 10 różnych dostępnych modeli, zaproponowanych m.in. przez Courtoisa i innych [304], stwierdzili, że rozwiązania te skupiają się jedynie na szczególnych konfiguracjach systemu magazynowania energii. Ponadto, brak rzeczywistych danych eksploatacyjnych wielkoskalowego systemu magazynowania energii utrudnia ich weryfikację. Autorzy [303] szczególną uwagę zwrócili na niesatysfakcjonujący poziom szczegółowości obliczeń poświęconych zasobnikowi TES często przedstawianego jako adiabatyczny lub zapewniający stałą temperaturę powietrza w czasie etapu rozładowywania. Dodatkowo zidentyfikowali oni lukę badawczą w modelowaniu systemów A-CAES bez procesu dławienia powietrza na etapie rozładowywania.

Modelowanie analityczne adiabatycznych systemów magazynowania energii w sprężonym powietrzu z wykorzystaniem tego typu zasobnika ciepła przynosi zatem konieczność zastosowania szeregu uproszczeń. Przedstawione w Rozdziale 2 i Rozdziale 3 wyniki eksperymentalne i numeryczne dowodzą, że zasobnik ciepła z wypełnieniem porowatym nie jest w stanie zapewnić stałych parametrów gazu roboczego (tj. jego ciśnienia i temperatury) zarówno na etapie

---

ładowania jak i rozładowywania systemu. Podobne obserwacje zaprezentował Ali z zespołem [305] na drodze numerycznych badań systemu A-CAES z wielostopniowym procesem sprężania i ekspansji powietrza. Autorzy badali koncepcję eksploataowania czterech zasobników ciepła z wypełnieniem porowatym, które pełniły rolę chłodnic międzystopniowych sprężarki na etapie ładowania oraz były odpowiedzialne za podgrzew powietrza na etapie rozładowywania systemu CAES. Przedstawione przez nich wyniki z zakresu średniej temperatury materiału akumulacyjnego w każdym z zasobników w czasie etapu ładowania i rozładowywania korespondują z koncepcją szacowania stopnia naładowania przedstawioną w Podrozdziale 4.5. Autorzy odnotowali ciągły spadek temperatury powietrza wylotowego ze wszystkich zasobników ciepła w czasie etapu rozładowywania. Zwrócili również uwagę na wpływ ciepła rezydualnego na pracę układu w kolejnych cyklach oraz odnotowali stabilizację i powtarzalność wartości parametrów operacyjnych po około 5 pełnych cyklach pracy systemu A-CAES.

W Tabeli 5.1 zestawiono opublikowane prace poświęcone modelowaniu adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu wraz ze wskazaniem stopnia ich dokładności.

**Tabela 5.1** Wybrane prace na temat modelowania systemu A-CAES

| Źródło | Omawiany system            | Zasobnik TES                                                                   | Opis                                                                                                                                                     |
|--------|----------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| [306]  | A-CAES zintegrowany z CCGT | Zasobnik ciepła oparty o olej termalny                                         | Wzięto pod uwagę zmianę temperatury powietrza w czasie etapu ładowania. Nie uwzględniono spadku temperatury i strat ciepła w czasie etapu magazynowania. |
| [304]  | A-CAES                     | Zasobnik ciepła ze złożem akumulacyjnym sformowanym z materiałów jednofazowych | Przyjęto stałą wartość temperatury powietrza wylotowego z TES na etapie rozładowywania systemu                                                           |
| [307]  | A-CAES                     | Zasobnik ciepła oparty o olej termalny                                         | Przyjęto stałe wartości temperatury oleju termalnego w całym zakresie operacyjnym zasobnika ciepła                                                       |
| [308]  | A-CAES                     | Zasobnik ciepła ze złożem akumulacyjnym sformowanym z materiałów jednofazowych | Przyjęto stałą wartość temperatury powietrza wylotowego z TES na etapie rozładowywania systemu                                                           |
| [309]  | A-CAES                     | Zasobnik ze złożem akumulacyjnym sformowanym z materiałów jednofazowych        | Zmienne wartości temperatury i ciśnienia wlotowego i wylotowego z TES w czasie etapu ładowania i rozładowywania                                          |
| [310]  | A-CAES                     | Zasobnik ciepła, brak informacji na temat przyjętego materiału akumulacyjnego  | Przyjęto stałą wartość temperatury powietrza wylotowego z TES na etapie rozładowywania systemu                                                           |

| Źródło | Omawiany system | Zasobnik TES                                                            | Opis                                                                                                                                                                       |
|--------|-----------------|-------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| [311]  | A-CAES          | Zasobnik ze złożem akumulacyjnym sformowanym z materiałów jednofazowych | Zmienne wartości temperatury i ciśnienia wlotowego i wylotowego z TES w czasie etapu ładowania i rozładowywania                                                            |
| [72]   | A-CAES          | Zasobnik ze złożem akumulacyjnym sformowanym z materiałów PCM           | Zmienne wartości temperatury i ciśnienia wlotowego i wylotowego z TES w czasie etapu ładowania i rozładowywania<br>Brak zmian parametrów operacyjnych maszyn przepływowych |

Informacje przedstawione w Tabeli 5.1 dowodzą, że wśród dotychczas prowadzonych badań numerycznych, skupionych na adiabatycznych systemach magazynowania energii w sprężonych gazach, dominują prace, w których przyjęto znaczące uproszczenia modelowania zasobnika ciepła. W ramach niniejszego Rozdziału skupiono się na modelowaniu numerycznym pracy systemu A-CAES przy wykorzystaniu trzech modeli cechujących się różnym stopniem dokładności.

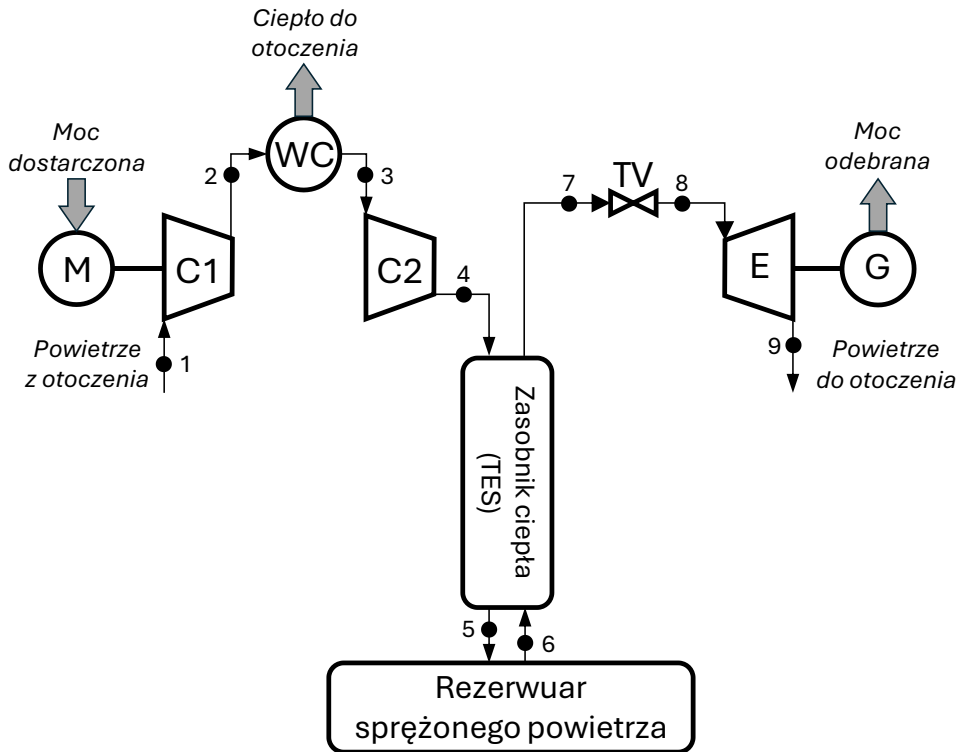
## 5.1 Wykorzystane modele numeryczne

Badany numerycznie system A-CAES składa się z dwustopniowej sprężarki powietrza (C1 oraz C2) napędzanej przez silnik elektryczny (M) oraz wyposażonej w międzystopniowy wymiennik ciepła (WC). Zadaniem wymiennika jest odprowadzenie ciepła z powietrza przed drugim stopniem sprężarki i schłodzenie go do założonej temperatury równej 303,15 K. Chłodzenie międzysekcyjne powietrza w układzie sprężarki jest zabiegiem mającym na celu zabezpieczenie stopni pracujących w strefie najwyższych ciśnień przed działaniem temperatur niebezpiecznych z punktu widzenia termowyrtrzymałości stosowanych materiałów konstrukcyjnych. W czasie

etapu ładowania trwającego 8 godzin, powietrze pobierane jest z otoczenia i po procesie sprężania kierowane do zasobnika (TES), gdzie realizowana jest wymiana ciepła pomiędzy gazem a materiałem akumulacyjnym w formie złoża skalnego. Zgodnie z założeniami dla przypadku referencyjnego, maksymalna temperatura powietrza wlotowego do magazynu ciepła wynosi 773,15 K. Po opuszczeniu zasobnika TES schłodzone powietrze gromadzone jest w rezerwuarze sprężonego gazu (tj. uszczelnionym szybie górniczym). Po osiągnięciu górnej granicy ciśnienia powietrza (dla przypadku referencyjnego  $p_{max}$  wynosi 5,0 MPa) rozpoczyna się etap magazynowania trwający 9 godzin, w czasie którego sprężony gaz pozostaje zgromadzony w rezerwuarze.

W trakcie etapu rozładowywania systemu powietrze ponownie kierowane jest do zasobnika TES, gdzie następuje wymiana ciepła, której celem jest wzrost entalpii gazu przed procesem ekspansji. Gaz jest rozładowywany z rezerwuaru aż do osiągnięcia dolnej granicy ciśnienia (dla przypadku referencyjnego  $p_{min}$  wynosi 3,6 MPa). Obserwowany jest zatem ciągły spadek temperatury i ciśnienia powietrza wylotowego z zasobnika ciepła, co wymusza realizację izentalpowego dławienia przez zawór dławiący (TV) przed ekspanderem (E). Powietrze rozprężane do ciśnienia otoczenia napędza turbinę i sprężony z nią generator (G).

Na Rys. 5.1 przedstawiono schemat badanego adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu.



**Rysunek 5.1** Schemat badanego numerycznie układu A-CAES

W Tabeli 5.2 zaprezentowano średnie wartości parametrów termodynamicznych powietrza w czasie trwania etapów ładowania i rozładowywania systemu A-CAES dla badanego przypadku referencyjnego.

**Tabela 5.2** Średnie wartości parametrów termodynamicznych w punktach charakterystycznych systemu A-CAES

| Lp. | Strumień masowy<br>powietrza, kg/s | Temperatura powietrza, K | Ciśnienie<br>powietrza, MPa |
|-----|------------------------------------|--------------------------|-----------------------------|
| 1   | 35,22                              | 293,15                   | 0,10                        |
| 2   | 35,22                              | 411,99                   | 0,28                        |
| 3   | 35,22                              | 303,15                   | 0,26                        |
| 4   | 35,22                              | 739,82                   | 4,31                        |
| 5   | 35,22                              | 303,15                   | 4,30                        |
| 6   | 70,44                              | 303,15                   | 4,30                        |
| 7   | 70,44                              | 708,69                   | 4,27                        |
| 8   | 70,44                              | 708,69                   | 3,69                        |
| 9   | 70,44                              | 328,06                   | 0,10                        |

W ramach pracy doktorskiej przeanalizowano trzy modele numeryczne adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu charakteryzujące się różnym stopniem dokładności, szczególnie w zakresie modelowania zasobnika ciepła. Porównane modele to:

- Model I (ANSYS) – cechujący się najwyższym stopniem dokładności. Pełnoskalowy zasobnik TES został zamodelowany w programie ANSYS Fluent przy zachowaniu metodyki przedstawionej w Rozdziale 3.1. Model numeryczny został sprzężony z odpowiednio dostosowanym kodem UDF, który umożliwiał obliczanie warunków brzegowych na wlocie i wylocie powietrza w każdym kroku czasowym symulacji przy wykorzystaniu charakterystyk sprężarki i ekspandera dla warunków pracy w zmiennym obciążeniu.
- Model II (Matlab) – kod numeryczny utworzony przy wykorzystaniu programu Matlab 2022b obejmujący modelowanie jednowymiarowego rozkładu temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku TES według metodyki opartej o model Schumanna [251]. W modelu zawarte zostały charakterystyki maszyn przepływowych dla ich pracy w zmiennym obciążeniu, co umożliwiała uzyskanie zmiennych warunków brzegowych dla zasobnika ciepła.
- Model III (Excel) – o najniższym stopniu dokładności. Obliczenia prowadzone były w programie Excel przy zachowaniu kroku czasowego uwzględniającego pracę maszyn przepływowych przy

---

zmiennym obciążeniu. W ramach tego modelu zasobnik TES traktowany był jako element cechujący się stałą sprawnością energetyczną, a etap ładowania i rozładowywania systemu uwzględniał zmianę stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$ . W modelu przyjęto spadek temperatury powietrza wylotowego z zasobnika TES w czasie etapu rozładowywania zależny od wartości  $\theta_{TES}$  na podstawie wyników obliczeń z wykorzystaniem pozostałych modeli.

Zarówno w modelu utworzonym w Matlab 2022b jak i Excel wykorzystano oprogramowanie Coolprop w celu obliczenia wartości parametrów termodynamicznych powietrza. Bazuje ono na zależnościach przedstawionych przez Lemmona i innych [312] w zakresie równania stanu (właściwego w zakresie od 59,75 K do 2000 K i ciśnieniu do 2000 MPa), przewodności cieplnej oraz lepkości [313]. W Tabeli 5.3 porównano wykorzystane modele systemu A-CAES.



**Tabela 5.3** Porównanie wykorzystanych modeli numerycznych systemu A-CAES

| Parametr                               | Model ANSYS                                                                                                   | Model Matlab                                                                                                                         | Model Excel                                                                                                                                                                                                                                |
|----------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Zmienne parametry maszyn przepływowych | Tak, zależne od ciśnienia i temperatury powietrza                                                             | Tak, zależne od ciśnienia i temperatury powietrza                                                                                    | Tak, zależne od ciśnienia i temperatury powietrza                                                                                                                                                                                          |
| Wymiana ciepła                         | Pełna analiza ciepłno-przepływowa w kierunku promieniowym i osiowym                                           | Wykorzystanie zmodyfikowanego modelu Schumann – jednowymiarowy rozkład temperatury materiału skalnego i powietrza w kierunku osiowym | Brak modelowania wymiany ciepła. Zmiany parametrów termodynamicznych powietrza oraz stopnia naładowania TES otrzymywane na drodze wykorzystania funkcji aproksymacyjnych otrzymanych na podstawie wyników eksperymentalnych i numerycznych |
| Przepływ płynu                         | Przyjęty model turbulencji $k - \omega$ SST; przyjęty promieniowy rozkład porowatości w kierunku promieniowym | Przepływ laminarny, brak wpływu ściany na promieniowy rozkład prędkości; izotropowy rozkład porowatości                              | Brak modelowania przepływu powietrza. Wartość spadku ciśnienia szacowana przy wykorzystaniu Równania (2.5) oraz na podstawie obliczonego strumienia masowego i założonych zmian wartości parametrów                                        |
| Cykliczna praca                        | Tak, wpływ ciepła rezydualnego w zasobniku TES na kolejne cykle systemu A-CAES                                | Tak, wpływ ciepła rezydualnego w zasobniku TES na kolejne cykle systemu A-CAES                                                       | Nie, obliczenia prowadzone w początkowo ustalanych granicach stopnia naładowania zasobnika TES                                                                                                                                             |
| Czas obliczeń cyklu A-CAES             | ok. 86 godziny                                                                                                | ok. 40 godzin                                                                                                                        | <1 minuta                                                                                                                                                                                                                                  |

### 5.1.1 Parametry maszyn przepływowych

Badany układ A-CAES charakteryzuje się szeregiem czynników, które wymuszają zastosowanie odpowiednich zależności pozwalających na uwzględnienie pracy maszyn przepływowych pod zmiennym obciążeniem w czasie etapu ładowania i rozładowywania. Czynniki te to między innymi:

- badana koncepcja obejmuje izochoryczny system magazynowania energii przy wykorzystaniu szybu górniczego, co skutkuje zmianą ciśnienia powietrza w rezerwarze sprężonego gazu w czasie eksploatacji systemu,
- w trakcie badań eksperymentalnych i numerycznych wykazano, że nie jest możliwe zachowanie stałej temperatury powietrza wylotowego z zasobnika TES na etapie rozładowywania,
- wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła z wypełnieniem w formie złoża porowatego jest zmienna w czasie i bezpośrednio zależy od stopnia jego naładowania.

W Równaniach (5.1) – (5.19) przedstawiono metodykę, którą uwzględniono we wszystkich trzech badanych modelach numerycznych.

Sprawność izentropowa  $\eta_{C,i}$  stopnia sprężarki powietrza (C) została zdefiniowana zgodnie z Równaniem (5.1):

$$\eta_{C,i} = \frac{i_{out,C,i,s} - i_{in,C,i}}{i_{out,C,i} - i_{in,C,i}}, \quad (5.1)$$

gdzie  $i_{out,C,i,s}$  to entalpia właściwa powietrza wylotowego ze stopnia sprężarki przy założeniu izentropowego procesu sprężania, a  $i_{in,C,i}$  i  $i_{out,C,i}$  to odpowiednio entalpia właściwa rzeczywista powietrza wlotowego i wylotowego ze stopnia sprężarki. Moc stopnia sprężarki  $W_{C,i}$  definiowana jest jako:

$$W_{C,i} = \dot{m}_{aC} \cdot (i_{out,C,i} - i_{in,C,i}), \quad (5.2)$$

gdzie  $\dot{m}_{aC}$  to strumień sprężanego powietrza. Na etapie modelowania procesu sprężania powietrza przystosowano literaturowe charakterystyki

operacyjne sprężarki obejmujące wzajemne zależności sprawności  $\eta_c$ , współczynnika stosunku ciśnień  $\beta_c$ , strumienia przepływającego gazu  $\dot{m}_{ac}$  oraz prędkości obrotowej  $\dot{n}_c$  podane przez Dixona i Halla [314] oraz wykorzystane przez Guo i innych [315], Sciacovelliego i innych [309] oraz Szablowskiego [57]. Zależności te przedstawiono w Równaniach (5.3) – (5.12). Znormalizowany stosunek ciśnień powietrza  $\widehat{\beta}_c$  obliczono jako:

$$\widehat{\beta}_c = c_1 \cdot \hat{n}_c \cdot \hat{m}_a^2 + c_2 \cdot \hat{n}_c \cdot \hat{m}_a + c_3 \cdot \hat{n}_c, \quad (5.3)$$

gdzie  $\hat{m}_a$  to znormalizowany strumień sprężanego powietrza, a  $\hat{n}_c$  to znormalizowana prędkość obrotowa sprężarki. Poszczególne wielkości zdefiniowano w Równaniach (5.4) – (5.8):

$$\widehat{\beta}_c = \frac{\beta_c}{\beta_{c,0}}, \quad (5.4)$$

$$\hat{m}_{ac} = \frac{\bar{m}_{ac}}{\bar{m}_{ac,0}}, \quad (5.5)$$

$$\bar{m}_{ac} = \frac{\dot{m}_{ac} \cdot \sqrt{T_{ac,in}}}{p_{ac,in}}, \quad (5.6)$$

$$\hat{n}_c = \frac{\bar{n}_c}{\bar{n}_{c,0}}, \quad (5.7)$$

$$\bar{n}_c = \frac{\dot{n}_c}{\sqrt{T_{ac,in}}}, \quad (5.8)$$

gdzie  $T_{ac,in}$  i  $p_{ac,in}$  to odpowiednio temperatura i ciśnienie powietrza wlotowego do sekcji sprężarki.

Znormalizowaną sprawność wewnętrzną sprężarki powietrza  $\widehat{\eta}_c$  zdefiniowano jako:

$$\widehat{\eta}_c = (1 - c_4 \cdot (1 - \hat{n}_c)^2) \cdot \left( \frac{\hat{n}_c}{\hat{m}_{ac}} \right) \cdot \left( 2 - \frac{\hat{n}_c}{\hat{m}_{ac}} \right) = \frac{\eta_{c,i}}{\eta_{c,i,0}}, \quad (5.9)$$

gdzie  $\eta_{c,i,0}$  to nominalna sprawność izentropowa stopnia sprężarki.

Wartości współczynników  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  zostały obliczone zgodnie z Równaniami (5.10) – (5.12):

$$c_1 = \frac{\dot{n}_c}{j \cdot \left(1 - \frac{b}{\dot{n}_c} + \dot{n}_c \cdot (\dot{n}_c - b)^2\right)}, \quad (5.10)$$

$$c_2 = \frac{(j - 2 \cdot b \cdot \dot{n}_c^2)}{j \cdot \left(1 - \frac{b}{\dot{n}_c}\right) + \dot{n}_c \cdot (\dot{n}_c - b)^2}, \quad (5.11)$$

$$c_3 = \frac{-(j \cdot b \cdot \dot{n}_c - b^2 \cdot \dot{n}_c^3)}{j \cdot \left(1 - \frac{b}{\dot{n}_c}\right) + \dot{n}_c \cdot (\dot{n}_c - b)^2}, \quad (5.12)$$

gdzie wartości empirycznych współczynników to:  $j = 0,36$ ,  $b = 1,06$ , a  $c_4 = 0,30$  zgodnie z [316].

W celu uzyskania zmiennych parametrów ekspandera, zależnych od ciśnienia i temperatury powietrza wlotowego, zastosowano charakterystyki operacyjne turbiny oparte o zmodyfikowane prawo Flügela, zgodnie z równaniem:

$$\frac{\dot{m}_{a \text{ Exp}}}{\dot{m}_{a \text{ Exp},0}} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{T_{a \text{ Exp in},0}}{T_{a \text{ Exp in}}}} \cdot \sqrt{\frac{\beta_{Exp}^2 - 1}{\beta_{Exp,0}^2 - 1}}, \quad (5.13)$$

gdzie  $T_{a \text{ Exp in}}$  i  $T_{a \text{ Exp in},0}$  to odpowiednio temperatura powietrza wlotowego do ekspandera i nominalna temperatura tego powietrza,  $\beta_{Exp}$  i  $\beta_{Exp,0}$  to odpowiednio współczynnik ekspansji i nominalny współczynnik ekspansji, a  $\dot{m}_{a \text{ Exp}}$  i  $\dot{m}_{a \text{ Exp},0}$  to odpowiednio strumień rozprężanego powietrza i nominalny strumień powietrza, natomiast  $\alpha_{Exp}$  to współczynnik uwzględniający wpływ prędkości obrotowej turbiny  $\dot{n}_t$  zgodnie z równaniem:

$$\alpha_{Exp} = \sqrt{1,4 - 0,4 \cdot \frac{\dot{n}_{Exp}}{\dot{n}_{Exp,0}}}, \quad (5.14)$$

gdzie  $\dot{n}_{Exp}$  to rzeczywista prędkość obrotowa ekspandera, a  $\dot{n}_{Exp,0}$  to nominalna prędkość obrotowa ekspandera. Znormalizowana sprawność wewnętrzna ekspandera  $\hat{\eta}_{Exp}$  definiowana jest jako:

$$\hat{\eta}_{Exp} = \left(1 - t_4 \cdot (1 - \hat{n}_{Exp})^2\right) \cdot \left(\frac{\hat{n}_{Exp}}{\hat{m}_{a Exp}}\right) \cdot \left(2 - \frac{\hat{n}_{Exp}}{\hat{m}_{a Exp}}\right), \quad (5.15)$$

gdzie  $t_4$  to współczynnik o wartości 0,3, zgodnie z [316] a,  $\hat{n}_{Exp}$  i  $\hat{m}_{a Exp}$  to znormalizowane wartości prędkości obrotowej ekspandera i strumienia masowego powietrza zgodnie z Równaniami (5.16) – (5.19):

$$\hat{n}_{Exp} = \frac{\bar{n}_{Exp}}{\bar{n}_{Exp,0}}, \quad (5.16)$$

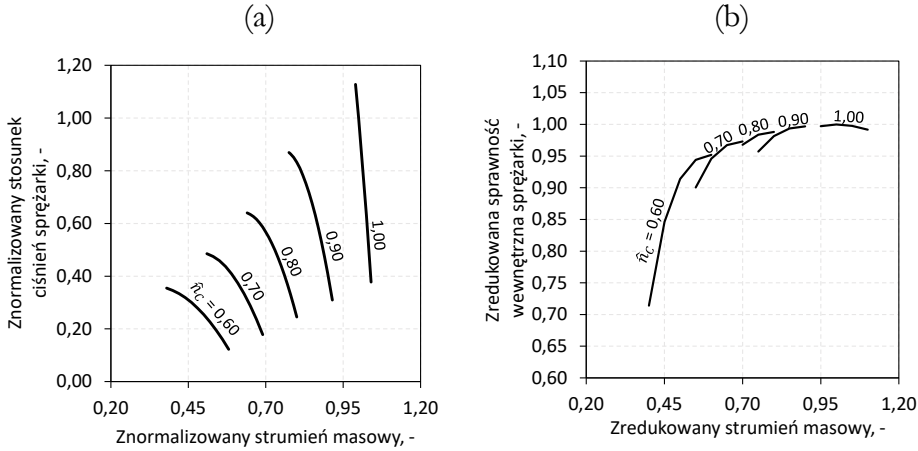
$$\bar{n}_{Exp} = \frac{\dot{n}_{Exp}}{\sqrt{T_{a Exp in}}}, \quad (5.17)$$

$$\hat{m}_{a Exp} = \frac{\bar{m}_{a Exp}}{\bar{m}_{a Exp,0}}, \quad (5.18)$$

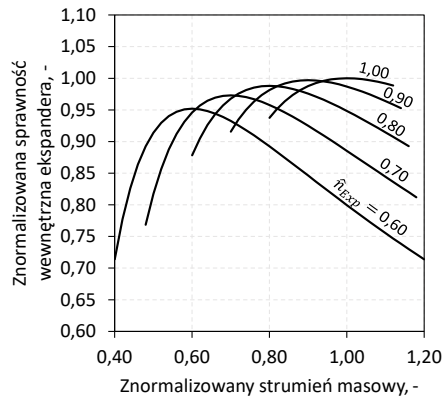
$$\bar{m}_{a Exp} = \frac{\dot{m}_{a Exp} \cdot \sqrt{T_{a Exp in}}}{p_{a Exp in}}, \quad (5.19)$$

gdzie  $p_{a Exp in}$  to ciśnienie powietrza wlotowego do ekspandera.

Na Rys. 5.2 (a) zaprezentowano wartości zredukowanych parametrów sprężarki powietrza w zależności od zredukowanego przepływu oraz prędkości obrotowej. Na Rys. 5.2 (b) zaprezentowano wartości zredukowanej sprawności wewnętrznej sprężarki w zależności od zredukowanego przepływu oraz prędkości obrotowej. Na Rys. 5.3 przedstawiono wartość zredukowanej sprawności wewnętrznej ekspandera w funkcji zredukowanego strumienia powietrza i w zależności od prędkości obrotowej tego ekspandera.



**Rysunek 5.2** Parametry sprężarki powietrza: (a) zredukowany stosunek ciśnień; (b) zredukowana sprawność wewnętrzna



**Rysunek 5.3** Zredukowane wartości sprawności wewnętrznej ekspandera w zależności od parametrów operacyjnych

### 5.1.2 Założenia do obliczeń

Wszystkie wykorzystane modele numeryczne zostały oparte o te same założenia z zakresu objętości szybu górniczego  $V_{Res}$  stanowiącego rezerwuuar sprężonego powietrza. Równanie na wartość  $V_{Res}$  przedstawiono poniżej:

$$V_{Res} = \frac{\pi \cdot D_{mn}^2}{4} \cdot H_{mn} - \frac{\pi \cdot D_{TES}^2}{4} \cdot H_{TES} \cdot (1 - \varepsilon) - \frac{\pi \cdot (D_{TES_t}^2 - D_{TES}^2)}{4} \cdot H_{TES}, \quad (5.20)$$

gdzie  $D_{mn}$  i  $H_{mn}$  to odpowiednio wewnętrzna średnica szybu górniczego i jego wysokość, a  $D_{TES}$  to zewnętrzna średnica zasobnika TES z uwzględnieniem grubości ściany i izolacji termicznej. Ze względu na kwestie konstrukcyjne przyjęto, że pełnoskalowy zasobnik ciepła składa się z segmentów o długości 10 metrów. Wymagana liczba segmentów zasobnika ciepła została oszacowana na podstawie Równania (5.21):

$$n = \frac{1.2 \cdot \int_0^{\tau_c} \dot{m}_{ac} \cdot (i_4 - i_5) d\tau}{V_{TES,i} \cdot \rho_b \cdot (1 - \varepsilon) \cdot c p_b \cdot (T_{a \max} - T_{a \min})}, \quad (5.21)$$

gdzie  $V_{TES,i}$  to objętość jednego segmentu zasobnika.

W Tabeli 5.4 przedstawiono podstawowe parametry systemu A-CAES, które zostały przyjęte w trakcie obliczeń przy wykorzystaniu wyżej opisanych modeli.

**Tabela 5.4** Założenia do modelowania numerycznego systemu A-CAES

| Parametr                                                  | Wartość | Jednostka |
|-----------------------------------------------------------|---------|-----------|
| Wysokość szybu górniczego                                 | 1000    | m         |
| Średnica szybu górniczego                                 | 9       | m         |
| Ciśnienie minimalne w szybie górniczym                    | 3,6     | MPa       |
| Ciśnienie maksymalne w szybie górniczym                   | 5,0     | MPa       |
| Ciśnienie otoczenia                                       | 0,1     | MPa       |
| Temperatura otoczenia                                     | 303,15  | K         |
| Maksymalna temperatura powietrza w czasie etapu ładowania | 773,15  | K         |
| Czas trwania etapu ładowania                              | 8       | h         |
| Czas trwania etapu magazynowania                          | 9       | h         |
| Czas trwania etapu rozładowywania                         | 4       | h         |
| Sprawność izentropowa sprężarki                           | 85      | %         |
| Sprawność izentropowa ekspandera                          | 85      | %         |
| Sprawność elektromechaniczna, $\eta_{em}$                 | 98      | %         |

Sprawność energetyczna adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu  $\eta_{en,A-CAES}$  została zdefiniowana jako:

$$\eta_{en,A-CAES} = \frac{E_{Exp}}{E_C}, \quad (5.22)$$

gdzie  $E_{Exp}$  to energia elektryczna wytworzona w czasie etapu rozładowywania, a  $E_C$  to energia skonsumowana w czasie etapu ładowania

sytemu przez dwa stopnie sprężarki. Parametry te zdefiniowano w Równaniu (5.23) oraz (5.24):

$$E_C = \int_{t_0}^{t_{c \max}} (N_{C,1} + N_{C,2}) dt = \int_{t_0}^{t_{c \max}} \left( \frac{W_{C,1} + W_{C,2}}{\eta_{em}} \right) dt, \quad (5.23)$$

$$E_{Exp} = \int_{t_0}^{t_{d \max}} (N_{Exp}) dt = \int_{t_0}^{t_{d \max}} (W_{Exp} \cdot \eta_{em}) dt, \quad (5.24)$$

gdzie  $N_{C,1}$  i  $N_{C,2}$  to moc mechaniczna dwóch stopni sprężarki powietrza,  $N_{Exp}$  to moc mechaniczna ekspandera.

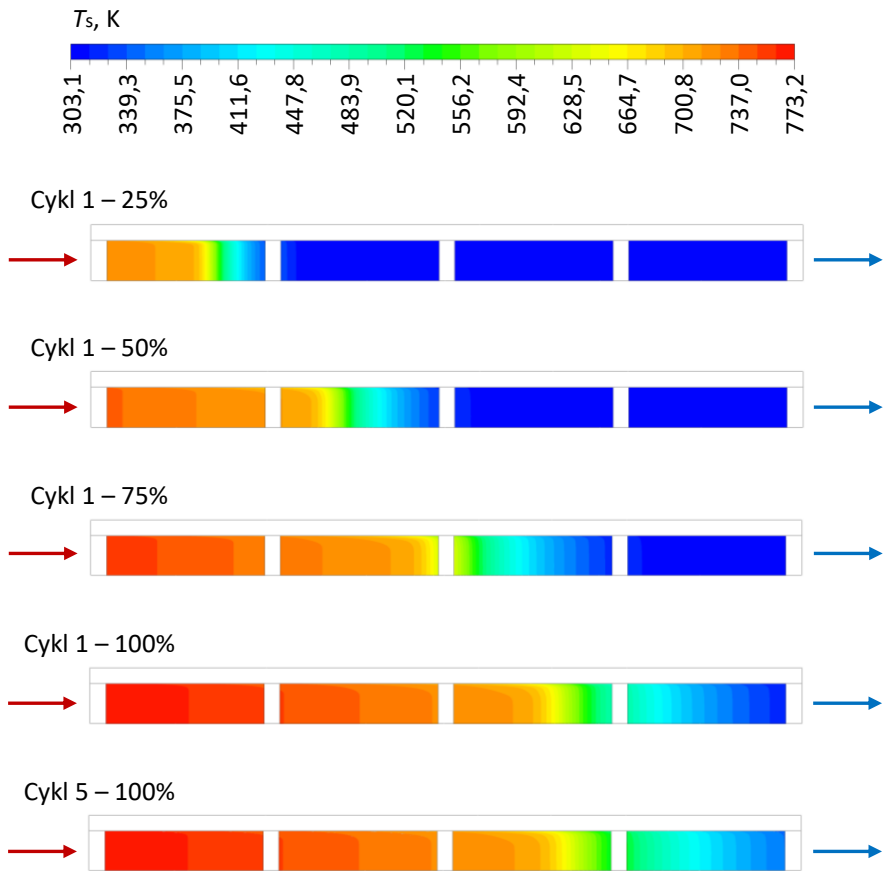
## 5.2 Wyniki

### • Model ANSYS Fluent

Wstępne obliczenia przy wykorzystaniu Równania (5.21) wykazały, że zasobnik ciepła powinien składać się z 4 segmentów o średnicy 5 metrów i wysokości 10 metrów, co sumarycznie przełożyło się na uzyskanie złoża akumulacyjnego o objętości 785 m<sup>3</sup>. Efektywna objętość rezerwuaru sprężonego powietrza po uwzględnieniu zasobnika TES wyniosła 62 576,6 m<sup>3</sup>. Nominalne strumienie masowe powietrza w czasie etapu ładowania i rozładowywania systemu magazynowania energii wyniosły odpowiednio 35,33 kg/s oraz 70,66 kg/s.

Na Rys. 5.4 przedstawiono rozkład temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku ciepła w czasie etapu ładowania systemu magazynowania energii, który uzyskano na drodze wykorzystania modelu numerycznego w programie ANSYS Fluent.





**Rysunek 5.4** Rozkład temperatury materiału skalnego w zasobniku TES w czasie etapu ładowania systemu A-CAES

Jak pokazano na Rys. 5.4, w czasie pierwszego cyklu działania systemu magazynowania energii spełniony został warunek braku znacznego wzrostu temperatury powietrza wylotowego na etapie ładowania, a jej wartość maksymalna wyniosła 318,6 K. Maksymalna temperatura powietrza wylotowego z zasobnika ciepła w czasie cyklu 5, po którym nie odnotowano już istotnych zmian wartości parametrów operacyjnych zasobnika, wyniosła 348,4 K. Wyniki wskazują, że w ostatnim (tj. czwartym) segmencie zasobnika ciepła doszło do największych zmian temperatury materiału akumulacyjnego pomiędzy rozpatrywanymi cyklami. W Tabeli 5.5 zaprezentowano udziały

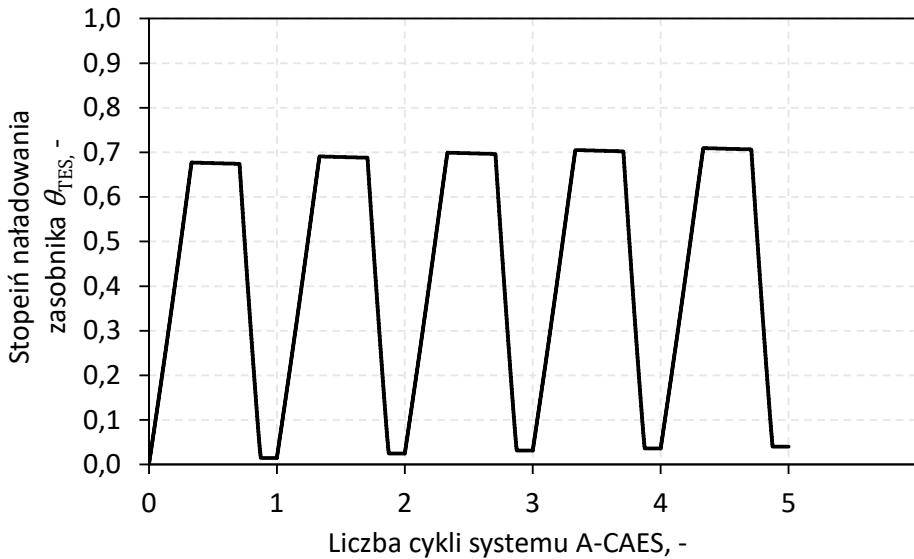
poszczególnych stref temperatury materiału akumulacyjnego w objętości zasobnika ciepła po etapie ładowania dla cyklu 1 oraz cyklu 5.

**Tabela 5.5** Udziały stref temperaturowych w objętości zasobnika ciepła

| Segment zasobnika ciepła | Strefa temperatury | 1 Cykl | 5 Cykl |
|--------------------------|--------------------|--------|--------|
| TES 1                    | Maksymalna         | 100,0% | 100,0% |
|                          | Termoklina         | 0,0%   | 0,0%   |
|                          | Minimalna          | 0,0%   | 0,0%   |
| TES 2                    | Maksymalna         | 88,23% | 89,04% |
|                          | Termoklina         | 11,77% | 10,96% |
|                          | Minimalna          | 0,0%   | 0,0%   |
| TES 3                    | Maksymalna         | 0,0%   | 0,0%   |
|                          | Termoklina         | 100%   | 100%   |
|                          | Minimalna          | 0,0%   | 0,0%   |
| TES 4                    | Maksymalna         | 0,0%   | 0,0%   |
|                          | Termoklina         | 66,50% | 99,81% |
|                          | Minimalna          | 33,50% | 0,19%  |

Wyniki przedstawione w Tabeli 5.5 wskazują, że wraz ze wzrostem liczby cykli systemu magazynowania energii obserwowany jest wzrost udziału strefy maksymalnych temperatur materiału akumulacyjnego w trzecim segmencie zasobnika (TES 3). Największe zmiany uzyskano w segmencie czwartym (TES 4), w którym niemal całkowitej redukcji uległa strefa minimalnych temperatur z 33,50% objętości segmentu do 0,19%. Zarówno w trzecim jak i czwartym segmencie nie odnotowano wystąpienia obszarów maksymalnej temperatury. Po etapie magazynowania, trwającym według założeń 9 godzin, zaobserwowano zmiany udziałów poszczególnych stref temperatury w segmentach zasobnika TES. Zmiany te są efektem strat ciepła do otoczenia oraz wewnętrznego rozpraszania się energii, co szerzej omówiono w Rozdziale 3.4.1. W czasie pierwszego cyklu działania systemu magazynowania energii w objętości segmentu TES 2 uzyskano spadek udziału strefy maksymalnej temperatury z 88,23% do 82,64%. W czasie trwania 5 cyklu wartości te uległy redukcji z 89,04% do 83,34%.

Na Rys. 5.5 przedstawiono zmiany stopnia naładowania zasobnika TES w czasie cyklicznej pracy systemu magazynowania energii.



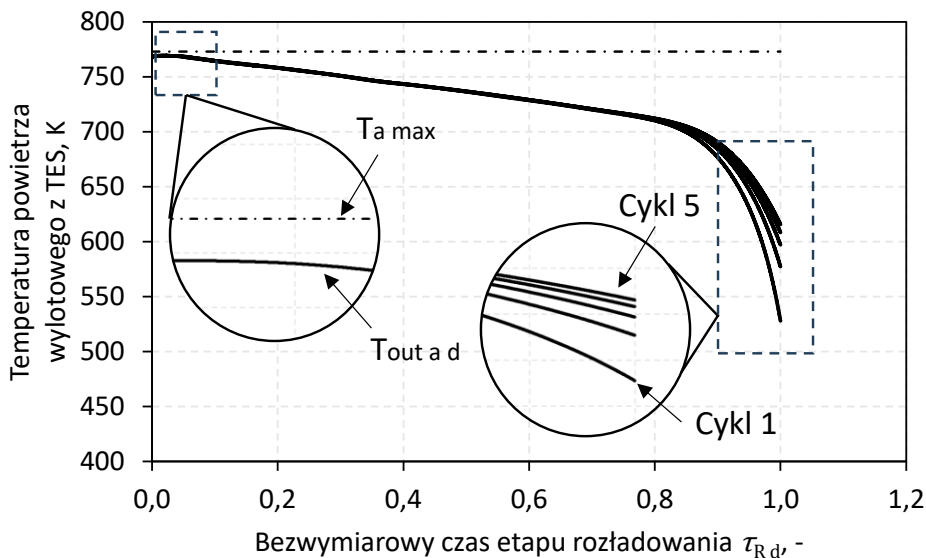
**Rysunek 5.5** Zmiana stopnia naładowania zasobnika TES w trakcie cyklicznej pracy systemu A-CAES

Dane przedstawione na Rys. 5.5 wskazują, że symulowane działanie wielkoskalowego zasobnika TES cechuje się tymi samymi zależnościami wykazanymi na etapie badań eksperymentalnych i numerycznych zasobników w skali laboratoryjnej (Rys. 2.17 oraz Rys. 4.5). Uzyskano niemal liniowy przebieg stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  zarówno w czasie ładowania jak i rozładowywania systemu. Wykorzystując metodykę przedstawioną w Rozdziale 4.5 obliczono teoretyczny czas  $\tau_{0,70}$ , w którym stopień naładowania zasobnika ciepła osiąga wartość 0,70. Wartość  $\tau_{0,70}$  dla średnich wartości ciśnienia i temperatury powietrza wyniosła 28 780 sekund, natomiast obliczenia numeryczne wykazały, że w czasie 28 800 sekund (8 godzin) trwania etapu ładowania stopień naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  osiągnął wartość 0,677. Stanowi to dopuszczalną dokładność szacowania wartości tego parametru i pokrywa się z wynikami obliczeń dla zasobnika ciepła w skali laboratoryjnej.

Po realizacji 5 pełnych cykli systemu magazynowania energii nie obserwowano znaczących zmian w parametrach operacyjnych zasobnika TES pomiędzy kolejnymi cyklami, co pokrywa się z wynikami uzyskanymi dla wariantu optymalnego badanego w Rozdziale 4.4. Wartość stopnia

naładowania  $\theta_{TES}$  oscylowała pomiędzy 0,7095 na końcu etapu ładowania a 0,0398 przed rozpoczęciem kolejnego cyklu. Symulacje wykazały, że dla zasobnika wielkoskalowego ilość ciepła rezydualnego po etapie rozładowywania jest mniejsza w porównaniu do badanego wariantu optymalnego.

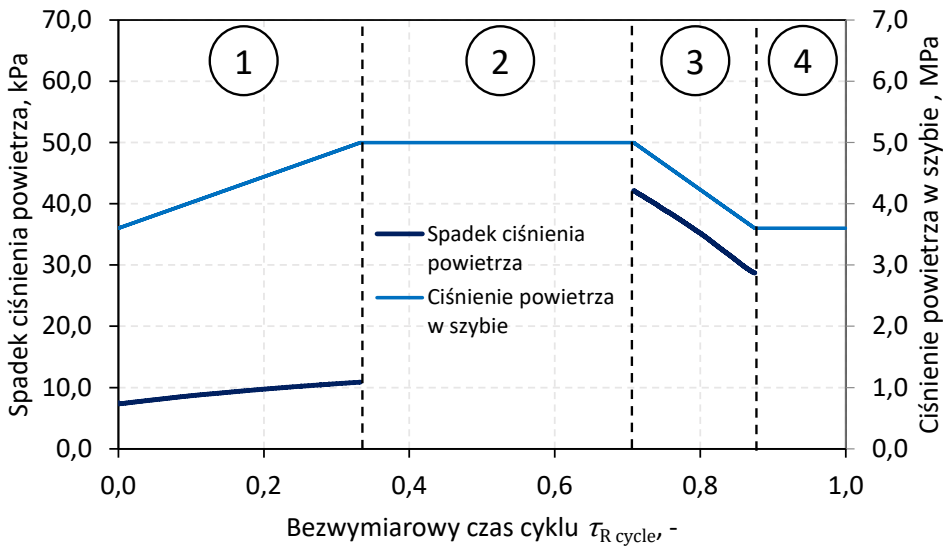
Na Rysunku 5.6 przedstawiono temperaturę powietrza wylotowego z zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania dla pięciu kolejnych cykli działania systemu A-CAES.



**Rysunek 5.6** Temperatura powietrza wylotowego z zasobnika TES w czasie etapu rozładowywania w zależności od cyklu działania systemu A-CAES

Maksymalna uzyskana temperatura powietrza wylotowego z zasobnika TES w czasie etapu rozładowywania  $T_{out\ a\ d}$  wyniosła 769,25 K, co stanowiło wartość niższą o 3,90 K względem maksymalnej temperatury powietrza wlotowego w czasie etapu ładowania  $T_{a\ max}$ . W czasie całego etapu rozładowywania systemu obserwowano spadek temperatury powietrza, co koresponduje ze wcześniejszymi rezultatami dla skali laboratoryjnej (Rys. 3.27 oraz Rys. 3.36). Ze względu na wzrost maksymalnego stopnia naładowania zasobnika TES w trakcie cyklicznej pracy systemu obserwowany jest także zmniejszony spadek temperatury powietrza w końcowej fazie etapu rozładowywania systemu. Minimalna

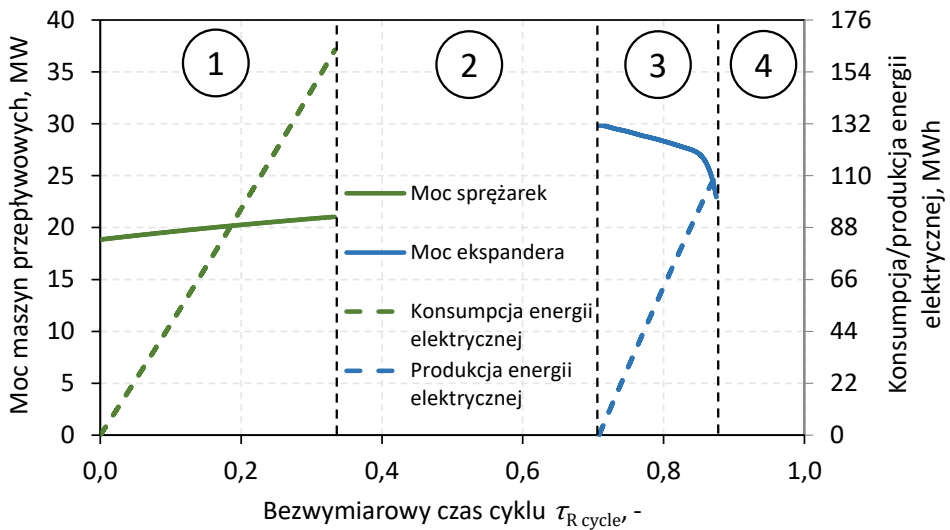
wartość temperatury powietrza uzyskana w czasie cyklu 1 wynosiła 527,93 K, natomiast wartość ta wzrosła do 615,72 K w czasie piątego cyklu, co finalnie pozwoliło na odebranie 113,89 MWh ciepła. Średnia moc zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania wyniosła 28,47 MW. Sprawność energetyczna  $H_{en}$  i egzergetyczna  $H_{ex}$  zasobnika TES, obliczone za pomocą Równań (3.45) i (3.46), dla cyklu 1 wynosiły odpowiednio 96,89% i 95,79%. W przypadku cyklu 5, ze względu na ciepło rezydualne po wcześniejszych cyklach pracy układu, uzyskano sprawność energetyczną zasobnika ciepła równą 97,12%, a sprawność egzergetyczną równą 96,01%. Uzyskane wartości sprawności energetycznych i egzergetycznych znacząco przewyższają wyniki uzyskane dla analizowanych układów w skali laboratoryjnej. Jest to rezultat m.in. uzyskania powietrza o wysokim potencjale temperaturowym i ciśnieniu względem referencyjnych parametrów otoczenia w czasie etapu rozładowywania, a także stosunkowo niewielkiej wartości spadku ciśnienia gazu przepływającego przez złożę akumulacyjne. W przypadku badań numerycznych zasobnika w skali laboratoryjnej w czasie etapu rozładowywania otrzymywano powietrze o ciśnieniu otoczenia, a spadek temperatury względem wartości referencyjnej był znaczący. Na Rysunku 5.7 zaprezentowano wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik TES w czasie cyklu pracy systemu magazynowania energii.



**Rysunek 5.7** Spadek ciśnienia powietrza przepływającego przez TES oraz ciśnienie powietrza w zbiorniku szybowym w czasie cyklu działania systemu A-CAES: (1) etap ładowania, (2) etap magazynowania, (3) etap rozładowywania, (4) etap spoczynkowy

Przyjęto, że w czasie etapu magazynowania oraz etapu spoczynkowego nie są obserwowane żadne procesy, np. dyfuzja sprężonego powietrza przez ściany szybu górniczego czy zmiany jego temperatury, których rezultatem byłaby zmiana ciśnienia gazu w rezerwarze. W czasie etapu ładowania badanego wariantu systemu A-CAES średni strumień masowy sprężanego powietrza wyniósł 35,33 kg/s, co skutkowało uzyskaniem wartości spadku jego ciśnienia, ze względu na opory przepływu w zasobniku TES, w zakresie od 7,63 kPa do 10,87 kPa. Wzrost wartości spadku ciśnienia powietrza jest efektem spadku jego gęstości, która na początku etapu ładowania wynosi około 21,47 kg/m<sup>3</sup> dla jego średnich parametrów termofizycznych. Na końcu etapu ładowania wartość gęstości sprężanego powietrza przepływającego przez TES wynosi średnio około 19,61 kg/m<sup>3</sup>. Spadek gęstości powietrza bezpośrednio skutkuje wzrostem jego prędkości przepływu przez złożę akumulacyjne zgodnie z równaniem ciągłości strugi (Równanie (3.22)). W czasie etapu rozładowywania obserwowany jest spadek ciśnienia powietrza w zakresie od 42,11 kPa do 28,70 kPa. Uzyskany wzrost wartości

względem etapu ładowania wynika ze wzrostu średniego strumienia masowego rozprężanego powietrza, który równy był 70,66 kg/s. W czasie etapu rozładowywania systemu A-CAES wartość spadku ciśnienia powietrza stanowiła od 0,70% do 0,80% wartości aktualnego ciśnienia gazu zmagazynowanego w szybie górniczym. Na Rys. 5.8 przedstawiono moc sprężarek oraz ekspandera powietrza w czasie cyklu działania systemu A-CAES, a także sumaryczną konsumpcję i produkcję energii elektrycznej.



**Rysunek 5.8** Moc maszyn przepływowych oraz konsumpcja i produkcja energii elektrycznej w czasie cyklu działania systemu A-CAES: (1) etap ładowania, (2) etap magazynowania, (3) etap rozładowywania, (4) etap spoczynkowy

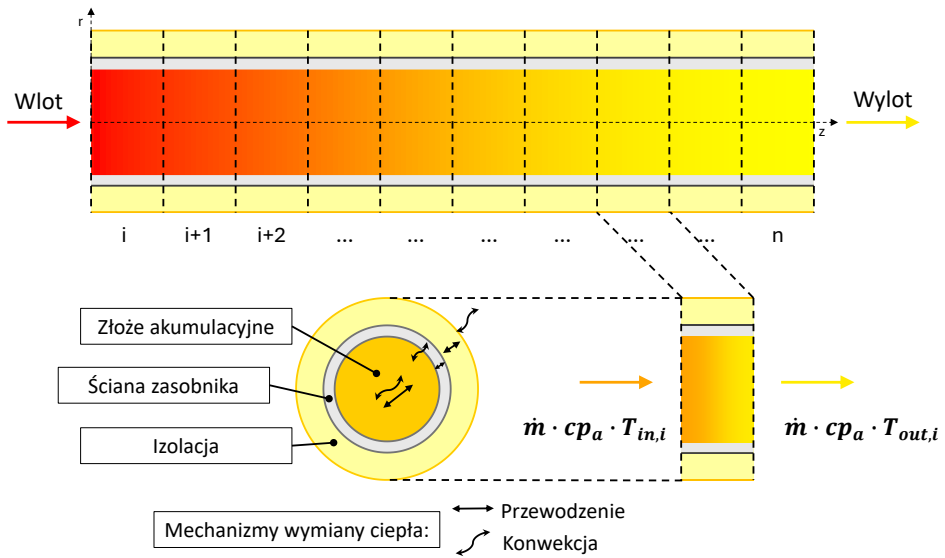
W czasie etapu ładowania obserwowany jest przyrost mocy zespołu sprężarek powietrza w zakresie od 18,85 MW do 21,04 MW, co jest efektem zmiennej wartości stosunku ciśnień ze względu na sprężanie powietrza od ciśnienia otoczenia. Sumaryczna konsumpcja energii elektrycznej przez sprężarki na etapie ładowania w czasie pierwszego cyklu systemu wyniosła 163,35 MWh. Obliczenia wykazały, że w końcowej fazie etapu rozładowywania obserwowany jest znaczny spadek mocy ekspandera ze względu na spadek temperatury powietrza wylotowego z zasobnika ciepła, zgodnie z Rysunkiem 5.6. Zgodnie ze wcześniejszymi obserwacjami dla zasobnika w skali eksperymentalnej – wraz z kolejnymi cyklami działania obserwowany jest wzrost średniej wartości temperatury

powietrza wylotowego w czasie etapu rozładowywania ze względu na wpływ ciepła rezydualnego. W przypadku obliczeń dla piątego cyklu działania systemu A-CAES moc ekspandera mieściła się w zakresie od 29,82 MW do 22,94 MW, co skutkuje generacją energii elektrycznej przez generator na poziomie 110,60 MWh. Finalna wartość sprawności energetycznej systemu A-CAES wyniosła do 67,71%. Uzyskane wartości sprawności energetycznej systemu A-CAES są niższe od dotychczas prezentowanych wyników literaturowych – Barbour i inni [71] podali wartości  $\eta_{en,A-CAES}$  w zakresie od 70,5% do 71,3% w zależności od liczby stopni sprężania i ekspansji powietrza przy maksymalnym ciśnieniu sprężania przekraczającym 8,0 MPa. Safaei i Aziz [317] podali wartość sprawności energetycznej równą 69,5% przeprowadzając jednocześnie analizę wrażliwości tego parametru na ciśnienie w rezerwuarze sprężonego powietrza. Dowiedli oni, że wraz ze wzrostem maksymalnego ciśnienia rośnie sprawność energetyczna systemu A-CAES osiągając wartość 70,7% dla ciśnienia równego 12 MPa. Zunft [142], [143] podał, że obliczenia termodynamiczne systemu A-CAES w ramach projektu ADELE wykazały sprawność energetyczną badanej koncepcji równą około 70%.

- **Model Matlab**

Model numeryczny cylindrycznego zasobnika ciepła ze złożem akumulacyjnym, utworzony w programie Matlab R2022b, oparty został o zmodyfikowaną metodykę oryginalnie przedstawioną przez Schumann [251]. Podstawą tej koncepcji jest założenie jednowymiarowego rozkładu temperatury materiału akumulacyjnego wzdłuż jego osi. Oryginalne równania rozszerzone zostały o człon odpowiadający za modelowanie wymiany ciepła ze ścianą zasobnika, co w konsekwencji pozwoliło na określenie wielkości strat energii do otoczenia. Na Rysunku 5.9 przedstawiono schemat ideowy modelu numerycznego utworzonego w Matlab.





**Rysunek 5.9** Schemat ideowy modelu zasobnika ciepła utworzonego w Matlab R2022b

Równanie bilansu energii dla strefy płynu, zgodne z zasadą zachowania energii, przyjęło formę:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon \cdot \rho_f \cdot c p_f \cdot \left( \frac{\partial T_f}{\partial t} + u_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) \\
 = \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left( \lambda_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) + h_{sf} \cdot \frac{A_s}{V_s} \cdot (T_s - T_f) + h_{fw} \\
 \cdot \frac{A_b}{V_b} \cdot (T_{w,int} - T_f),
 \end{aligned} \quad (5.25)$$

gdzie  $h_{fw}$  to współczynnik wnikania ciepła pomiędzy płynem a wewnętrzną powierzchnią ściany zasobnika,  $A_b$  i  $V_b$  to odpowiednio powierzchnia ściany zasobnika i jej objętość, a  $T_{w,int}$  to temperatura ściany wewnętrznej zasobnika. Utworzony model numeryczny zaniedbuje zatem przewodzenie ciepła pomiędzy materiałem akumulacyjnym a ścianą zasobnika ze względu na dominującą rolę konwekcji wymuszonej (na etapie ładowania i rozładowywania) oraz naturalnej (na etapie magazynowania). Bilans energii dla strefy materiału akumulacyjnego przedstawiono w Równaniu (5.26):

$$\begin{aligned}
 (1 - \varepsilon) \cdot \rho_s \cdot cp_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} \\
 = \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left( \lambda_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) + h_{sf} \cdot \frac{A_s}{V_s} \cdot (T_f - T_s).
 \end{aligned} \tag{5.26}$$

Bilans energii dla ściany zasobnika ciepła przyjął formę zależności:

$$\rho_w \cdot cp_w \cdot \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\lambda_w}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left( r \cdot \frac{\partial T_w}{\partial r} \right). \tag{5.27}$$

Dla warstwy stanowiącej rozdzielanie fazy płynu i ściany zachowano następujący warunek brzegowy determinujący wartość strumienia ciepła przepływającego pomiędzy gazem a ścianą [318]:

$$\lambda_w \cdot \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=R_{int}} = h_{fw} \cdot (T_f - T_{w,int}). \tag{5.28}$$

Wartość współczynnika wnikania ciepła pomiędzy sprężonym powietrzem a wewnętrzną ścianą zasobnika  $h_{fw}$  obliczany był na drodze rozwiązania korelacji na liczbę Nusselta [319], [320]:

$$Nu_L = \frac{h_{fw} \cdot D_{TES}}{k_f} = 4,36. \tag{5.29}$$

Bilans energii dla strefy izolacji termicznej zasobnika ciepła zdefiniowano jako:

$$\rho_{ins} \cdot cp_{ins} \cdot \frac{\partial T_{ins}}{\partial t} = \frac{\lambda_{ins}}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left( r \cdot \frac{\partial T_{ins}}{\partial r} \right). \tag{5.30}$$

Dla warstwy zewnętrznej izolacji termicznej zastosowano warunek brzegowy określający wielkość strat ciepła do otoczenia na drodze konwekcji naturalnej zdefiniowany w Równaniu (5.31):

$$\lambda_{ins} \cdot \frac{\partial T_{ins}}{\partial r} \Big|_{r=R_{ext}} = h_{ext} \cdot (T_{amb} - T_{w,ext}). \tag{5.31}$$

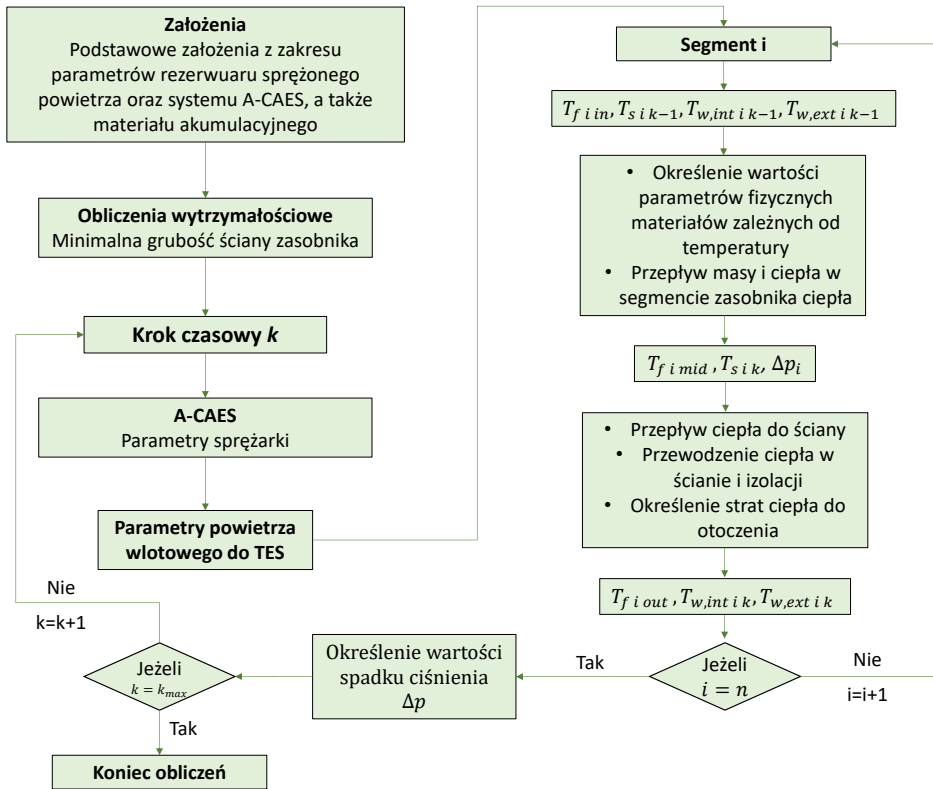
Przepływ ciepła pomiędzy ścianą zasobnika a izolacją termiczną modelowany był z zachowaniem następującego warunku:

$$\lambda_{ins} \cdot \frac{\partial T_{ins}}{\partial r} \Big|_{r=R_{mid}} = \lambda_w \cdot \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=R_{mid}}. \quad (5.32)$$

Utworzony model numeryczny zakłada laminarny przepływ powietrza w kierunku osiowym przez całą objętość zasobnika ciepła przy jednoczesnym zaniedbaniu wpływu lepkości na rozkład jego prędkości. Równanie bilansu masy dla powietrza przepływającego przez zasobnik przedstawia się następująco:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon \cdot \rho_f) + \frac{\partial}{\partial z}(\varepsilon \cdot \rho_f \cdot u_f) = 0. \quad (5.33)$$

Na Rysunku 5.10 przedstawiono schemat działania modelu systemu A-CAES symulowanego w programie Matlab R2022b w czasie etapu ładowania.

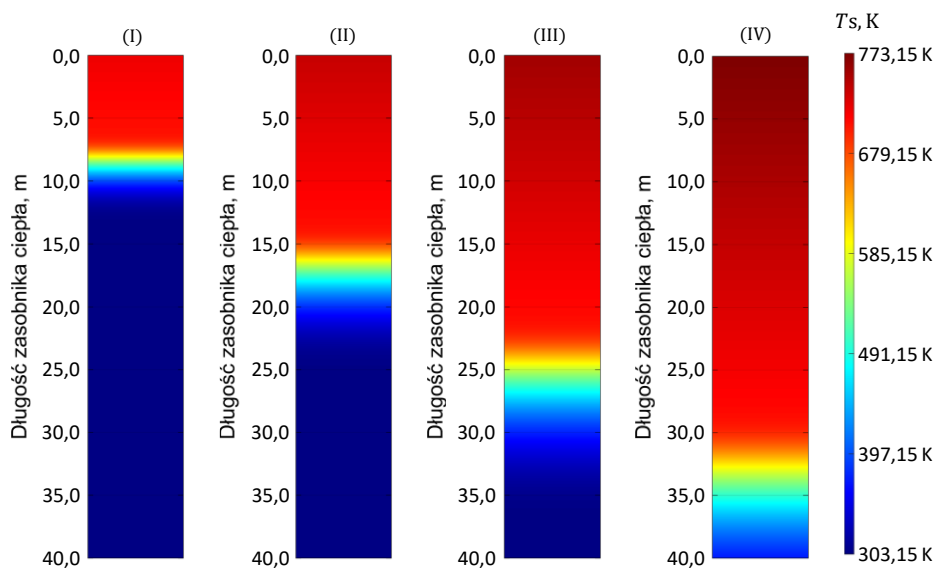


**Rysunek 5.10** Schemat modelu numerycznego w programie Matlab dla etapu ładowania systemu A-CAES

Utworzony model numeryczny aktualizuje wartości parametrów termodynamicznych powietrza wlotowego do zasobnika TES w każdym kroku czasowym symulacji  $k$ . Koncepcja ta oparta jest o założenie liniowego przyrostu ciśnienia w rezerwarze sprężonego powietrza pomiędzy przyjętymi  $p_{min}$  oraz  $p_{max}$  oraz szacowania wartości spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła. Zmiany ciśnień gazu bezpośrednio wpływają na parametry operacyjne dwustopniowej sprężarki. Obliczenia numeryczne z zakresu przepływu powietrza przez złożę uproszczono do rozwiązywania podstawowych równań prowadzących do oszacowania intensywności wymiany ciepła między gazem a materiałem skalnym. Model numeryczny pozwala na uzyskanie rozkładu wszystkich parametrów, których wartości są obliczane w czasie symulacji, jednakże zakres ten ograniczono do wielkości niezbędnych

do obliczenia wskaźników systemu A-CAES, tj. temperatur i ciśnień powietrza wlotowego i wylotowego z zasobnika ciepła, a także rozkładu temperatury materiału akumulacyjnego.

Na Rys. 5.11 przedstawiono uzyskane rozkłady temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania systemu A-CAES w czasie pierwszego cyklu pracy.

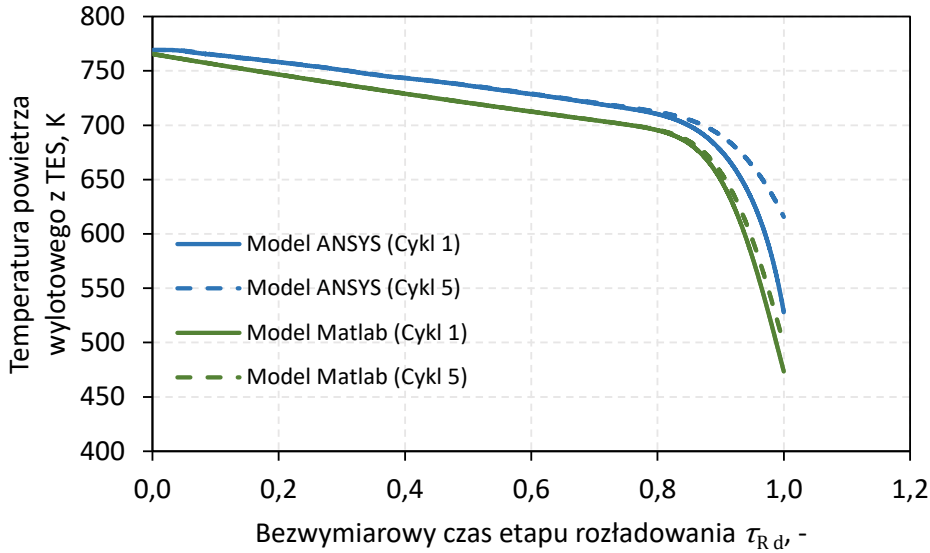


**Rysunek 5.11** Rozkład temperatury złoża akumulacyjnego w czasie etapu ładowania systemu A-CAES: (I) 25% czasu etapu ładowania; (II) 50% czasu etapu ładowania; (III) 75% czasu etapu ładowania; (IV) 100% czasu etapu ładowania

Zgodnie z założeniami wykorzystanego modelu na drodze obliczeń numerycznych uzyskano jednowymiarowy rozkład temperatury materiału akumulacyjnego wzdłuż osi symetrii zasobnika ciepła. Na końcu etapu ładowania bezwymiarowa objętość termokliny  $V_T$  była równa 0,78, ponadto odnotowano całkowity zanik strefy minimalnej temperatury  $V_{Min}$ . W porównaniu do danych przedstawionych w Tabeli 5.5 można stwierdzić, że model oparty o jednowymiarowy rozkład temperatury cechuje się niższą intensywnością wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym. Niższy potencjał temperaturowy zmagazynowanego ciepła wpływa także na wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złożo akumulacyjne – w czasie etapu ładowania

maksymalna uzyskana wartość spadku ciśnienia powietrza wyniosła 9,38 kPa, natomiast w czasie etapu rozładowywania 42,89 kPa.

Na Rys. 5.12 zaprezentowano porównanie temperatury powietrza wylotowego z zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania systemu A-CAES otrzymanej przy wykorzystaniu ANSYS Fluent oraz modelu utworzonego w Matlab.

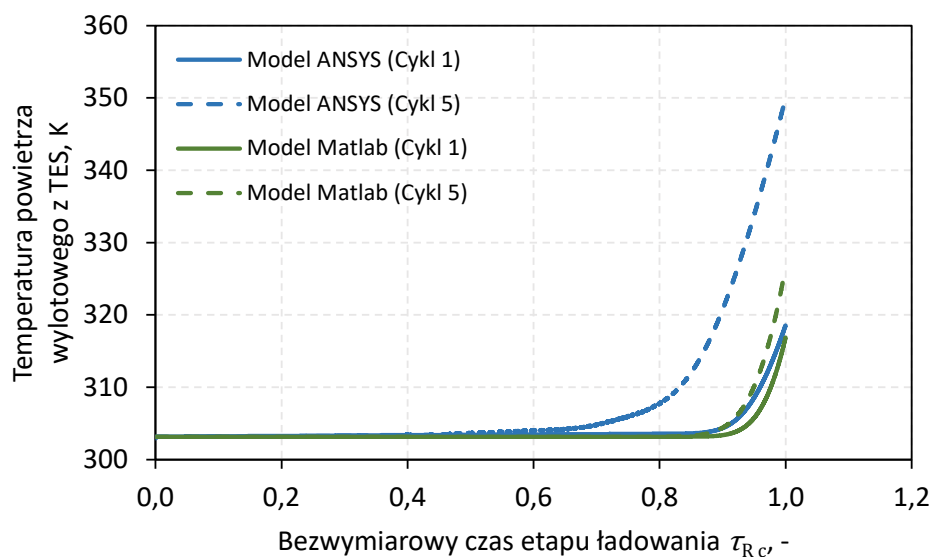


**Rysunek 5.12** Porównanie profili temperatury powietrza wylotowego z zasobnika TES na etapie rozładowywania systemu A-CAES otrzymanego przy wykorzystaniu modelu ANSYS Fluent oraz Matlab

Zgodnie z danymi przedstawionymi na Rys. 5.12, model oparty o jednowymiarowy rozkład temperatury materiału akumulacyjnego powoduje niedoszacowanie temperatury powietrza wylotowego z TES w czasie etapu rozładowywania. Średnia różnica temperatury powietrza wylotowego względem wyników uzyskanych przy wykorzystaniu ANSYS Fluent wyniosła 17,28 K dla pierwszego cyklu systemu A-CAES oraz 20,01 K dla piątego cyklu systemu. Jednowymiarowy model pozwolił jednak na zachowanie specyficznego profilu temperatury, typowego dla zasobników ciepła z wypełnieniem porowatym, tj. niemal liniowego spadku wartości przez około 0,83 bezwymiarowego czasu etapu rozładowywania. W ostatniej części etapu rozładowywania obserwowany

jest intensywny spadek temperatury powietrza wylotowego z TES, a wartość minimalna dla modelu jednowymiarowego wyniosła 473,31 K dla pierwszego cyklu i 498,24 K dla piątego cyklu systemu A-CAES. Stanowi to różnicę równą odpowiednio 54,62 K i 117,48 K względem modelu utworzonego w ANSYS Fluent.

Na Rysunku 5.13 przedstawiono porównanie temperatur powietrza wylotowego z zasobnika TES w czasie ładowania systemu A-CAES uzyskanych na drodze wykorzystania modelu ANSYS oraz Matlab.



**Rysunek 5.13** Porównanie profili temperatury powietrza wylotowego z zasobnika TES na etapie ładowania systemu A-CAES otrzymanego przy wykorzystaniu modelu ANSYS Fluent oraz Matlab

Profil temperatury powietrza wylotowego z TES uzyskany przy wykorzystaniu modelu Matlab cechuje się późniejszym wystąpieniem straty wylotowej w porównaniu do wyników z ANSYS Fluent. Maksymalna odnotowana temperatura powietrza w czasie cyklu 1 wyniosła 316,88 K, natomiast w czasie 5. cyklu 326,59 K. Nieznaczny wzrost temperatury pomiędzy cyklami koresponduje z danymi przedstawionymi na Rys. 5.12 i potwierdza, że w przypadku modelu Matlab ilość ciepła rezydualnego po cyklu działania systemu A-CAES jest mniejsza w stosunku do modelu ANSYS. Obliczona sprawność energetyczna zasobnika TES w czasie

pierwszego i piątego cyklu działania systemu A-CAES wynosi odpowiednio 91,35% i 91,80%, a sprawność egzergetyczna 87,47% i 88,02%. Wartości te w przypadku sprawności energetycznej są o około 5 punktów procentowych niższe od rezultatów otrzymanych przy wykorzystaniu modelu ANSYS oraz niższe o 7 punktów procentowych w przypadku sprawności egzergetycznej. Zmiana profilu temperatury powietrza wylotowego z zasobnika TES w czasie etapu rozładowywania przekłada się także na niższą sprawność energetyczną systemu A-CAES – wartość  $\eta_{en,A-CAES}$  piątego cyklu wyniosła 66,92%.

### • Model Excel

Model numeryczny systemu A-CAES utworzony w programie Excel bazuje, szczególnie w zakresie modelowania zasobnika TES, na zależnościach wyznaczonych na drodze opracowania wyników eksperymentalnych i numerycznych. W modelu uwzględniono następujące zależności:

- Zgodnie z wynikami zaprezentowanymi na Rys. 4.5 i Rys. 5.5 przyjęto, że zmiana stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  jest liniowa w czasie etapu ładowania i rozładowywania w przypadku jego eksploatacji w obszarze tzw. etapu akumulacji (Rys. 4.8). Na potrzeby obliczeń dla przypadku referencyjnego przyjęto, że zasobnik ciepła funkcjonuje w zakresie wartości  $\theta_{TES}$  od 0,08 do 0,75.
- Zgodnie z wynikami eksperymentalnymi przyjęto, że wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik TES jest zależna od wartości stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ . Do obliczenia wartości spadku ciśnienia wykorzystano równanie zaproponowane przez Erguna (Równanie (2.5)).
- Na podstawie uzyskanego, numerycznego profilu temperatury powietrza wylotowego z TES na etapie rozładowywania (Rys. 5.6) wyznaczono funkcję aproksymującą, która koreluje temperaturę powietrza z aktualnym stopniem naładowania zasobnika. Wykorzystana funkcja została przedstawiona w Równaniu (5.34):



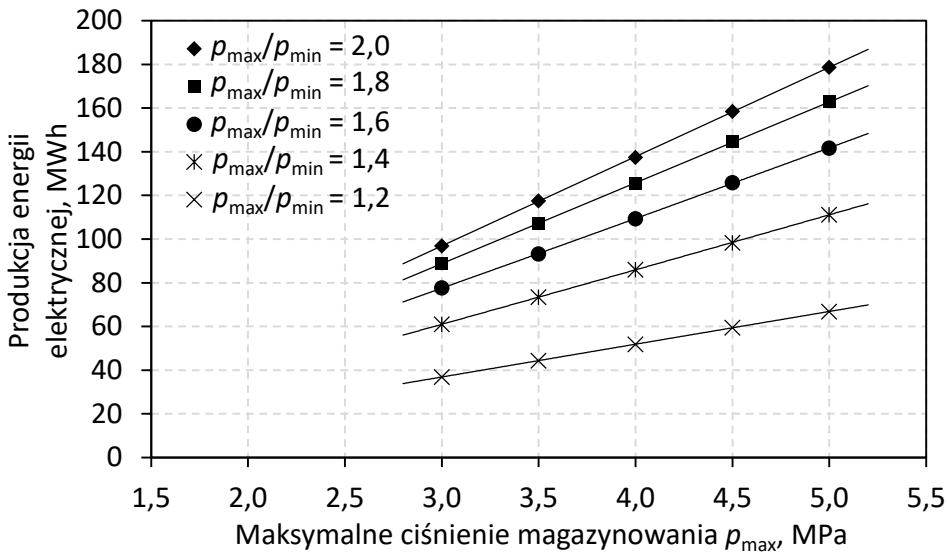
$$T_{out,d}(\theta_{TES}) = (a \cdot e^{b \cdot \theta_{TES}} + c \cdot e^{d \cdot \theta_{TES}}) \cdot T_v, \quad (5.34)$$

gdzie  $a = 0,8481$ ,  $b = 0,2329$ ,  $c = -0,5535$ ,  $d = -26,68$ .

Wartość RMSPE, określająca stopień dopasowania wartości otrzymanej funkcji do wyników numerycznych, wyniosła 0,56%. Wartość temperatury  $T_v$  dobierana była indywidualnie dla każdego przypadku obliczeniowego w celu utrzymania założonej różnicy temperatur pomiędzy maksymalną temperaturą magazynowania ciepła a temperaturą powietrza wylotowego z zasobnika ciepła na początku etapu rozładowywania (tj.  $\Delta T = 4$  K). Założona różnica temperatur odpowiada przybliżonej wartości uzyskanej na drodze analizy wyników numerycznych dla wielkoskalowego zasobnika TES (Rys 5.6).

Wyniki obliczeń przeprowadzonych dla wariantu referencyjnego systemu magazynowania energii, którego parametry charakterystyczne przedstawiono w Tabeli 5.4, wskazały, że sprawność energetyczna systemu A-CAES wyniosła 64,83%. Produkcja energii elektrycznej w czasie etapu rozładowywania wyniosła 104,00 MWh przy średniej mocy ekspandera równej 25,77 MW. Maksymalny obliczony spadek ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania wyniósł 7,95 kPa, natomiast w czasie etapu rozładowywania 41,11 kPa. Objętość rezerwuaru sprężonego powietrza, uwzględniająca objętość materiału akumulacyjnego, ścian zasobnika oraz jego izolacji, wyniosła 62 384,17 m<sup>3</sup>, co pozwoliło uzyskać wartość parametru gęstości magazynowania energii równą 1,66 kWh/m<sup>3</sup>. Uzyskane rezultaty wskazują na dostateczną dokładność uproszczonego modelu termodynamicznego względem pozostałych wyników numerycznych.

Przyjęte funkcje aproksymacyjne, wyznaczone na podstawie wcześniejszych wyników eksperymentalnych i numerycznych, umożliwiają przeprowadzenie wielowariantowych obliczeń systemu A-CAES wykorzystującego poeksploatacyjny szyb górniczy jako rezerwar sprężonego powietrza. Na Rys. 5.14 przedstawiono wartość produkcji energii elektrycznej przez system A-CAES w czasie etapu rozładowywania w funkcji maksymalnego ciśnienia w rezerwarze sprężonego powietrza.

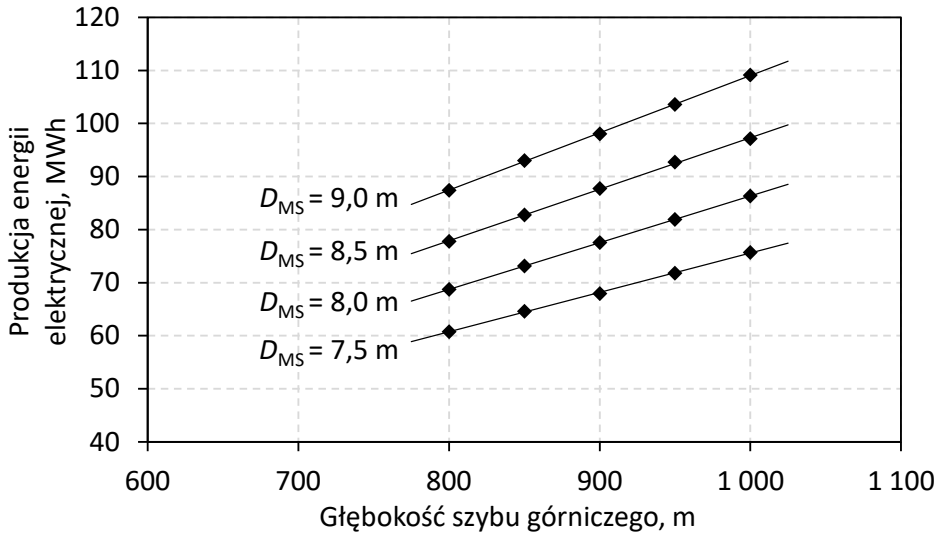


**Rysunek 5.14** Produkcja energii elektrycznej przez system A-CAES w zależności od maksymalnego ciśnienia powietrza

Wraz ze wzrostem różnicy pomiędzy wartościami granicznymi poziomów ciśnień systemu A-CAES, tj.  $p_{min}$  oraz  $p_{max}$ , obserwowany jest proporcjonalny przyrost produkcji energii elektrycznej w czasie etapu ładowania, co jest następstwem wzrostu masy powietrza, które podlega procesowi sprężania i ekspansji w czasie cyklu działania systemu. Z drugiej strony, przyrost strumienia sprężanego powietrza prowadzi do konieczności zwiększenia pojemności cieplnej zasobnika TES – dla przypadku cechującego się maksymalną produkcją energii elektrycznej, tj. 178,67 MWh dla  $p_{max}$  o wartości 5,0 MPa oraz  $\frac{p_{max}}{p_{min}}$  równe 2,0, uzyskana długość zasobnika ciepła wyniosła 60 metrów. Skutkowało to maksymalnym obliczonym spadkiem ciśnienia powietrza przepływającego przez złożę akumulacyjne równym 41,82 kPa w czasie etapu ładowania i 159,68 kPa w czasie etapu rozładowywania.

Zgodnie z opisami przedstawionymi dla Rys. 1.5 – 1.9, na potrzeby realizacji projektu badawczego o akronimie HESS, przyjęto, że rezerwuarem sprężonego powietrza dla systemu A-CAES mogą być szyby o minimalnej głębokości równej 800 metrów oraz średnicy 7,5 metra. Na Rysunku 5.15 przedstawiono wartość produkcji energii elektrycznej

przez system A-CAES dla różnych wymiarów geometrycznych szybów górniczych.

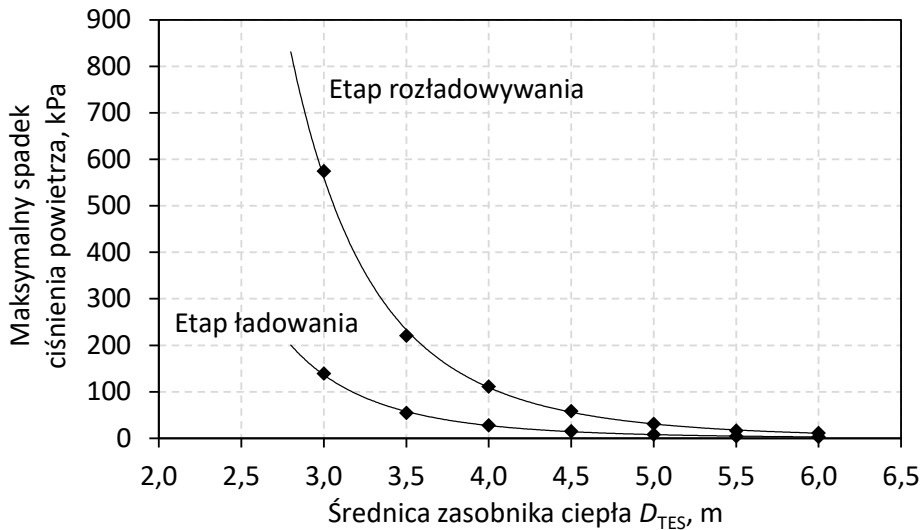


**Rysunek 5.15** Produkcja energii elektrycznej przez system A-CAES w zależności od głębokości wykorzystanego szybu górniczego

Rezultaty przedstawione na Rys. 5.15 zostały uzyskane dla systemu charakteryzującego się maksymalnym ciśnieniem powietrza  $p_{max}$  równym 5,0 MPa oraz stosunkiem ciśnień  $p_{max}/p_{min}$  o wartości 1,38, co odpowiada ciśnieniu  $p_{min}$  równemu 3,6 MPa. Maksymalna temperatura powietrza wlotowego do zasobnika ciepła na etapie ładowania w każdym przypadku obliczeniowym wynosiła 773,15 K.

W przypadku wariantu szybu o głębokości 800 metrów i średnicy 7,5 metra, tj. cechującego się najniższą pojemnością magazynową równą 34 726 m<sup>3</sup>, średnia moc sprężarki wyniosła 11,15 MW, natomiast ekspandera 15,05 MW, co skutkowało konsumpcją i produkcją energii elektrycznej na poziomie odpowiednio 91,09 MWh i 60,75 MWh. Obliczona wymagana długość zasobnika ciepła wyniosła 20 metrów, natomiast maksymalna wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złożę akumulacyjne w czasie etapu ładowania i rozładowywania wyniosła odpowiednio 1,31 kPa i 4,99 kPa.

Zgodnie z założeniami dla projektu HESS, na potrzeby szacunkowych obliczeń wytypowano szyby o minimalnej średnicy 7,5 metra. Wybór ten został uzasadniony znacznym wzrostem wartości spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez wielosegmentowy zasobnik wraz ze zmniejszaniem jego średnicy. Na Rys. 5.16 przedstawiono maksymalne obliczone wartości spadków ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania i rozładowywania w funkcji średnicy zasobnika ciepła  $D_{TES}$ . Wyniki zostały uzyskane dla przypadku referencyjnego systemu A-CAES, którego parametry charakterystyczne zostały określone w Tabeli 5.4.



**Rysunek 5.16** Wartość spadku ciśnienia powietrze przepływającego przez zasobnik TES w czasie etapu ładowania i rozładowywania w zależności od jego średnicy

Wyniki przedstawione na Rysunku 5.16 stanowią uzasadnienie dla przyjętego założenia w zakresie minimalnej średnicy szyby górniczego, który może być wykorzystany jako rezerwuuar sprężonego powietrza na potrzeby systemu A-CAES. Należy podkreślić, że konieczne jest utrzymanie odpowiedniej odległości pomiędzy ścianą zasobnika a ścianą szyby górniczego ze względu na konieczność zastosowania zarówno zewnętrznej izolacji termicznej zasobnika jak i infrastruktury rewizyjnej rezerwuaru sprężonego powietrza oraz samego zasobnika ciepła, zgodnie z Rys. 1.1.

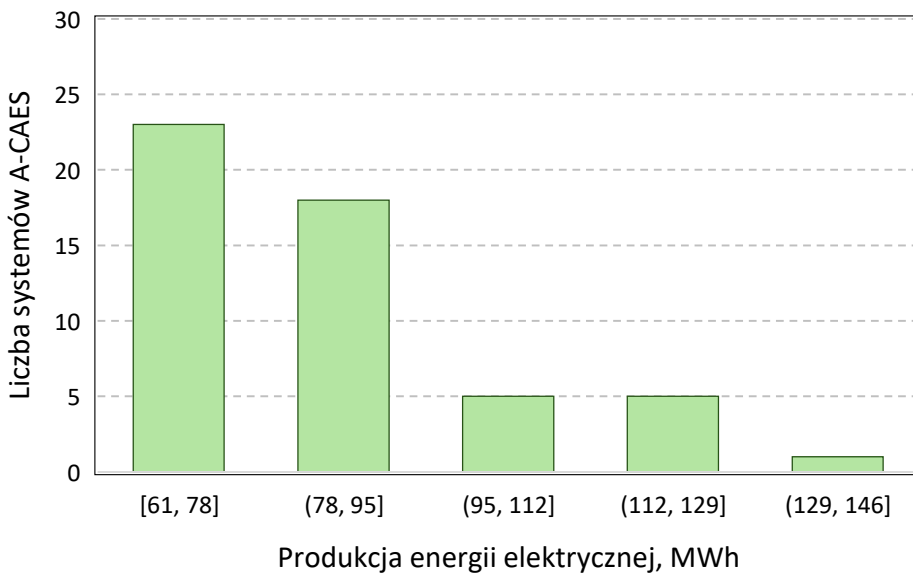
W ramach finalnego etapu badań numerycznych wykorzystano uproszczony model systemu A-CAES w celu oszacowania teoretycznego potencjału wytypowanych, w ramach projektu badawczego o akronimie HESS, 52 szybów górniczych (Rysunki 1.5 – 1.9). Obliczenia prowadzone były dla parametrów referencyjnego systemu magazynowania energii w zakresie wartości ciśnień  $p_{min}$  oraz  $p_{max}$  oraz oczekiwanej, maksymalnej temperatury powietrza wlotowego do TES w czasie etapu ładowania, zgodnie z Tabelą 5.4. Dla każdego przypadku obliczeniowego wykorzystywano rzeczywiste wartości długości oraz średnicy istniejącego szybu górniczego. Minimalna i maksymalna zidentyfikowana długość szybu górniczego wyniosła odpowiednio 801 metrów (Szyb Wschodni, KWK Ruda) oraz 1320 metrów (Szyb VI, KWK Budryk oraz Szyb GG-I, ZG Polkowice-Sieroszowice), natomiast średnice wszystkich szybów mieściły się w zakresie od 7,5 metra do 9,0 metrów. W Tabeli 5.6 podsumowano uzyskane wyniki analiz numerycznych.

**Tabela 5.6** Wyniki analiz numerycznych z uwzględnieniem wytypowanych szybów górniczych

| Parametr                                        | Wartość |
|-------------------------------------------------|---------|
| Minimalna pojemność energetyczna systemu, MWh   | 60,86   |
| Maksymalna pojemność energetyczna systemu, MWh  | 144,29  |
| Średnia pojemność energetyczna systemu, MWh     | 85,38   |
| Sumaryczna pojemność energetyczna systemów, MWh | 4439,83 |

Maksymalna pojemność energetyczna systemu A-CAES została obliczona dla Szybu VI KWK Budryk, którego długość wyniosła 1320 metrów, a średnica 9 metrów. Sumaryczna pojemność energetyczna systemów A-CAES, uzyskana na drodze teoretycznego przystosowania wszystkich wytypowanych szybów górniczych w Polsce do pełnienia funkcji rezerwuaru sprężonego powietrza, wyniosła 4439,83 MWh. Pojemność energetyczna diabatywnych elektrowni CAES Huntorf oraz McIntosh wynosi odpowiednio 642 MWh oraz 2640 MWh. Dla porównania, pojemność elektrowni szczytowo-pompowych zlokalizowanych w Żarnowcu i Międzybrodziu Bialskim wynosi odpowiednio 3800 MWh oraz 2000 MWh [39]. Proponowana koncepcja wykorzystania poeksploatacyjnych szybów górniczych cechuje się zatem niższym średnim potencjałem od istniejących wielkoskalowych systemów

magazynowania energii. Niemniej jej zdecydowaną zaletą jest możliwość budowy kilku niezależnych od siebie systemów, które mogą różnić się od siebie w zakresie przewidzianej długości trwania poszczególnych etapów cyklu. Takie rozwiązanie zwiększa elastyczność potencjalnych planów pracy sieci systemów A-CAES, co pozwoli na wzrost bezpieczeństwa krajowego i europejskiego systemu elektroenergetycznego. Na Rys. 5.17 przedstawiono rozkład liczebności adiabatycznych systemów magazynowania energii w sprężonym powietrzu wykorzystujących poeksploatacyjne szyby górnicze w każdym ze zdefiniowanych przedziałów potencjalnej produkcji energii elektrycznej na etapie rozładowywania.



**Rysunek 5.17** Liczebność potencjalnych systemów A-CAES wykorzystujących poeksploatacyjne szyby górnicze w zależności od produkcji energii elektrycznej

Należy podkreślić, że obliczony i przedstawiony w Tabeli 5.6 potencjał adiabatycznych systemów magazynowania energii w sprężonym powietrzu z wykorzystaniem infrastruktury pokopalnianej ma charakter szacunkowy. Przeprowadzone analizy w zakresie wykonalności technicznej takiego układu [308] wykazały, że niezbędne jest zaplanowanie tzw. korka szybowego, którego przeznaczeniem jest zapewnienie szczelności rezerwuaru sprężonego powietrza. Na podstawie wstępnych obliczeń

wskazano, że w przypadku zastosowania maksymalnego ciśnienia powietrza w czasie etapu magazynowania  $p_{max}$  równego 8,0 MPa oraz średnicy szybu równej 9 metrów, wymagana długość korka szybowego powinna wynosić około 100 metrów, co prowadzi do znaczącej redukcji potencjalnej przestrzeni magazynowej.

Badania numeryczne wielkoskalowego zasobnika potwierdziły wcześniejsze wyniki badań eksperymentalnych i numerycznych w zakresie braku możliwości utrzymania stałej temperatury powietrza wylotowego z TES w czasie etapu rozładowywania. Odnotowany spadek temperatury powietrza wlotowego do ekspandera ma istotny wpływ na proces ekspansji w czasie etapu rozładowywania. Aby zapobiec zbyt niskiej temperaturze powietrza na wylocie z ekspandera, co może powodować wytrącanie się wilgoci lub zamarzanie kropeł wody, niezbędna jest realizacja izentalpowego dławienia powietrza przed ekspanderem. Prowadzi to do skrócenia linii ekspansji, a w rezultacie do zmniejszenia mocy turbiny. Można zatem stwierdzić, że wiele z dotychczas proponowanych modeli numerycznych systemów A-CAES przeszacowuje potencjał energetyczny omawianych układów ze względu na założenie stałej temperatury powietrza wlotowego do ekspandera [308]. W celu rozwiązania tego problemu, autorzy [100] zaproponowali aby część rozprężanego gazu z rezerwuaru wysokiego ciśnienia kierowana była bezpośrednio do mieszalnika z pominięciem wymiany ciepła w zasobniku TES. Strumienie rozprężanego gazu przepływającego przez zasobnik ciepła oraz omiające go podlegałyby ciągłej regulacji w celu utrzymania stałej temperatury powietrza przed ekspanderem. Rozwiązanie to pozwala na zachowanie większej ilości ciepła o wysokim potencjale temperaturowym do ostatniej fazy etapu rozładowywania, jednakże skutkuje znacznym obniżeniem maksymalnej temperatury powietrza wlotowego do ekspandera.





## 6. Podsumowanie

Głównym celem niniejszej pracy doktorskiej była szeroka analiza parametrów operacyjnych zasobnika wykorzystującego złożę akumulacyjne przewidzianego na rzecz magazynowania ciepła w układzie adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu (A-CAES). Podjęte działania zostały szczególnie ukierunkowane na wykazanie wpływu smukłości zasobnika ciepła (TES) na efektywność zasobnika i układu magazynowania ciepła, jak również systemu magazynowania energii. Punkt ciężkości realizowanych zadań uzasadnia się badaniami nad realizacją opatentowanej koncepcji wykorzystania poeksploatacyjnego szybu górniczego jako rezerwuaru sprężonego powietrza oraz miejsca instalacji zasobnika TES dla systemu A-CAES. Konsekwencją zabudowy magazynu ciepła w obrębie szybu o określonej, względnie niewielkiej średnicy, będzie jego szczególna smukłość, co czyni geometrię zasobnika jako nietypową w odniesieniu do rozwiązań wykorzystywanych w technice oraz tych będących przedmiotami prac naukowo-badawczych.

W ramach niniejszej pracy doktorskiej zrealizowano następujące etapy, które pozwoliły na realizację postawionych celów badawczych:

### 1. Wielowariantowe badania eksperymentalne zasobnika ciepła ze złożem akumulacyjnym

Opracowano stanowisko badawcze, które pozwoliło na przeprowadzenie wielowariantowej kampanii pomiarowej oraz wypełnienie zidentyfikowanej luki badawczej w zakresie analizy porównawczej parametrów operacyjnych zasobników ciepła charakteryzujących się różnymi wartościami parametru smukłości  $\varphi_{TES}$ . Badania eksperymentalne zostały oparte o trzy warianty zasobnika ciepła, tj. Wariant I ( $\varphi_{TES} = 14,08$ ), Wariant II ( $\varphi_{TES} = 7,11$ ) oraz Wariant III ( $\varphi_{TES} = 3,06$ ). Wybór materiału akumulacyjnego został poprzedzony analizą kryterialną, która uwzględniała zarówno dotychczasowe doświadczenia badawcze, parametry termofizyczne materiałów, jak również ich cenę jednostkową. W rezultacie do sformowania złóż

akumulacyjnych wytypowano grys bazaltowy w dwóch różnych granulacjach, dla których określono średnice ekwiwalentne elementów  $D_{pe}$  o wartościach 13,99 mm i 18,78 mm. Eksperymentalnie zweryfikowano wartość współczynnika przewodzenia ciepła wykorzystanych skał bazaltowych, która korespondowała z danymi literaturowymi.

Zastosowany system sterowania na stanowisku eksperymentalnym umożliwił indywidualną dla każdej serii pomiarowej determinację parametrów powietrza wlotowego do zasobnika ciepła, tzn. jego strumienia masowego oraz maksymalnej, oczekiwanej temperatury w czasie etapu ładowania. W oparciu o pomiary temperatury materiału skalnego w 10 punktach oraz wartości spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła przeprowadzono analizę każdej serii eksperymentalnej pod kątem:

- zmiany stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$ ,
- czasu wystąpienia progowej straty wylotowej z zasobnika ciepła  $T_o$  i intensywności przyrostu jej wartości,
- wartości spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złoże akumulacyjne  $\Delta p$ ,
- bezwymiarowych długości stref maksymalnej  $L_{Max}$  i minimalnej  $L_{min}$  temperatury oraz termokliny  $L_T$ .

Na drodze badań eksperymentalnych wykazano, że zasobnik ciepła o najniższej wartości parametru smukłości ( $\varphi_{TES} = 3,06$ ) cechuje się najszybszym występowaniem progowej straty wylotowej  $T_o$  w czasie etapu ładowania dla tych samych wartości strumienia masowego powietrza. Dla każdego badanego wariantu zasobnika zaobserwowano, że wykorzystanie złoża akumulacyjnego cechującego się niższą wartością ekwiwalentnej średnicy elementów  $D_{pe}$  prowadzi do wydłużenia czasu wystąpienia progowej straty wylotowej  $T_o$ .

Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem wartości parametru smukłości  $\varphi_{TES}$ , przy zachowaniu tego samego strumienia masowego powietrza, obserwowany jest wzrost wartości spadku ciśnienia gazu przepływającego przez złoże akumulacyjne. Jest to efekt zarówno redukcji

poła przepływu, co bezpośrednio wymusza wzrost prędkości powietrza, jak i wzrostu długości zasobnika ciepła ze względu na zachowanie stałej objętości złoza akumulacyjnego w czasie badań eksperymentalnych. Dla porównania, maksymalna wartość spadku ciśnienia powietrza dla Wariantu I ( $\varphi_{TES} = 14,08$ ) i  $D_{pe} = 13,99$  mm wyniosła 9,98 kPa dla strumienia masowego równego 0,066 kg/s. Dla Wariantu III zasobnika ( $\varphi_{TES} = 3,06$ ) i  $D_{pe} = 18,78$  mm maksymalna wartość spadku ciśnienia powietrza wyniosła 1,14 kPa dla strumienia masowego równego 0,12 kg/s.

Dla wszystkich przeprowadzonych serii pomiarowych zaobserwowano, że w przebiegu przyrostu stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$ , w czasie etapu ładowania, można wyróżnić dwa podstawowe etapy określone jako: (1) etap akumulacji oraz (2) etap dopełnienia. Etap akumulacji cechuje się niemal liniowym przyrostem wartości  $\theta_{TES}$ , natomiast w czasie etapu dopełnienia obserwowane jest wyraźne spowolnienie przyrostu wartości tego parametru, co świadczy o wzroście strat ciepła do otoczenia przy jednoczesnym spadku wartości strumienia energii wymienianego pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym. Wykazano, że zmiana charakteru przyrostu wartości  $\theta_{TES}$  występuje dla wartości tego parametru bliskiej 0,70.

Dla wszystkich badanych wariantów zasobnika zaobserwowano, że wraz ze wzrostem strumienia masowego powietrza rośnie maksymalna wartość bezwymiarowej długości termokliny  $L_T$  w czasie etapu ładowania. Wykazano też, że w przypadku Wariantu III zasobnika cechującego się najniższą wartością parametru smukłości ( $\varphi_{TES} = 3,06$ ) obserwowana jest najkrótsza różnica czasu pomiędzy wzrostem udziału strefy maksymalnej temperatury a zanikiem strefy minimalnej temperatury. Potwierdza to wcześniejsze obserwacje w zakresie najszybszego dla Wariantu III zasobnika występowania progowej straty wylotowej spośród badanych wariantów. Oznacza to, że przyjmując za kryterium zakończenia etapu ładowania zasobnika określoną wartość straty wylotowej, wraz ze spadkiem wartości parametru smukłości skraca się możliwy czas trwania tego etapu przy zachowaniu tej samej objętości złoza akumulacyjnego. Ponadto udział strefy maksymalnej temperatury w momencie zakończenia

etapu ładowania będzie malal wraz ze spadkiem parametru smukłości danego zasobnika.

Rezultaty badań eksperymentalnych zostały szeroko omówione w Podrozdziale 2.3.2.

## 2. Badania numeryczne zasobnika ciepła w skali laboratoryjnej

Utworzono szczegółowy model numeryczny zasobnika ciepła w programie ANSYS Fluent, który względem modelu podstawowego został wzbogacony m.in. o zależność rozkładu promieniowego porowatości złoza skalnego od bliskości ściany zasobnika oraz korelację na liczbę kryterialną Nusselta umożliwiającą obliczenie lokalnego współczynnika wnikania ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem skalnym  $h_{fs}$  w każdym kroku czasowym symulacji. W Podrozdziale 3.3.2 przedstawiono proces doboru odpowiedniej korelacji na liczbę kryterialną Nusselta obejmujący porównanie wyników symulacji z wynikami eksperymentalnymi. Wysoka dokładność modelu numerycznego została potwierdzona w procesie walidacji, w którym wykorzystano rezultaty badań eksperymentalnych, którymi wcześniej objęto wszystkie warianty konfiguracji zasobnika, w zakresie przyrostu temperatury materiału akumulacyjnego w punktach pomiarowych oraz wartości spadku ciśnienia powietrza. W celu oceny pracy zasobnika ciepła zdefiniowano następujące wskaźniki:

- sprawność energetyczną zasobnika ciepła  $H_{en}$ ,
- sprawność egzenergetyczną zasobnika ciepła  $H_{ex}$ ,
- sprawność energetyczną układu  $\eta_{en}$ ,
- sprawność egzenergetyczną układu  $\eta_{ex}$ .

Szczegółowe informacje na temat metodyki oceny pracy badanego układu przedstawiono w Podrozdziale 3.2.

Na podstawie wielowariantowych badań numerycznych wykazano, że wraz ze wzrostem smukłości zasobnika ciepła rośnie ilość ciepła odebrana od materiału akumulacyjnego w czasie etapu rozładowywania. Wariant I zasobnika ( $\varphi_{TES} = 14,08$ ) zapewnił odzysk 1,72 kWh ciepła,

natomiast Wariant III zasobnika ( $\varphi_{TES} = 3,06$ ) 1,63 kWh ciepła dla symulacji o tych samych warunkach brzegowych. Jest to efekt zarówno wyższej intensywności wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a złożem ze względu na wzrost prędkości przepływu gazu, jak i późniejszego wystąpienia progowej straty wylotowej z zasobnika. Z drugiej strony, wzrost wartości spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez złożę determinuje wzrost energii napędowej dmuchawy lub sprężarki. Wykazano także, że większa smukłość zasobnika pozwala na zachowanie potencjału temperaturowego magazynowanego ciepła - sprawność egzergetyczna  $H_{ex}$  zasobnika w Wariancie I wyniosła 74,77%, w Wariancie II 72,55%, a w Wariancie III 68,25%. Zweryfikowano także działanie magazynu ciepła dla większego, w porównaniu do badań eksperymentalnych, zakresu wartości średnicy elementów złoża skalnego  $D_{pe}$ . Na drodze symulacji prowadzonych w zakresie wartości  $D_p$  od 14 mm do 26 mm dowiedziono, że wraz ze wzrostem średnicy elementów maleje intensywność wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a złożem skalnym. Prowadziło to do spadku sprawności egzergetycznej określanej dla wszystkich badanych wariantów zasobnika ciepła. Szczegółowe omówienie wyników badań numerycznych przedstawiono w Podrozdziale 3.4.

### 3. Optymalizacja konstrukcji zasobnika ciepła w skali laboratoryjnej

Przeprowadzono proces optymalizacji konstrukcji zasobnika ciepła w skali laboratoryjnej wykorzystując metodę płaszczyzny odpowiedzi oraz przyjmując jako funkcję celu maksymalizację wartości sprawności egzergetycznej zasobnika TES  $H_{ex}$ . Przyjętymi zmiennymi optymalizowanymi była wysokość zasobnika  $H_{TES}$  (w granicach od 0,1 m do 5,0 m), średnica elementów złoża skalnego  $D_p$  (w granicach od 0,01 m do 0,05 m) oraz strumień masowy powietrza wlotowego do zasobnika na etapie jego ładowania i rozładowywania  $\dot{m}_a$  (w granicach od 0,01 kg/s do 0,10 kg/s). Wysokość zasobnika  $H_{TES}$  determinowała także wartość jego średnicy  $D_{TES}$  ze względu na przyjęcie założenia stałej objętości  $V_{TES}$  badanych wariantów. Wariant optymalny, wskazany przy wykorzystaniu płaszczyzny odpowiedzi, cechował się długością  $H_{TES}$  równą 2,40 m oraz średnicą elementów złoża  $D_p$  o wartości 0,01 m.

Wartość strumienia masowego powietrza przepływającego przez złoża akumulacyjne wyniosła 0,10 kg/s. Oszacowana sprawność egzergetyczna optymalnego wariantu zasobnika TES wyniosła 63,70%, natomiast zweryfikowana wartość tego parametru na drodze opracowania rezultatów symulacji wyniosła 63,77%, co jednocześnie dowodzi akceptowalnej dokładności przyjętej metody optymalizacyjnej. Rezultaty optymalizacji szczegółowo omówiono w Podrozdziale 4.3.

W ramach optymalizacji konstrukcji zasobnika ciepła przeprowadzono także badania wytypowanego wariantu. Numerycznie dowiedziono, że po około 5 pełnych cyklach działania obserwowane jest ustalenie maksymalnych i minimalnych wartości stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$  osiąganych w czasie etapów ładowania i rozładowywania. W ramach tej sekcji dowiedziono też, że ciepło rezydualne pozostające w zasobniku po etapie rozładowywania pozwala uzyskać wyższe wartości wskaźników oceny pracy zasobnika TES oraz układu w kolejnych cyklach. Po 10 pełnych cyklach działania magazynu ciepła wartość jego sprawności egzergetycznej wzrosła do 71,69%. Wyniki badań wytypowanego wariantu zasobnika ciepła przedstawiono w Podrozdziale 4.4.

Na drodze opracowania rezultatów uzyskanych dla badanych wariantów zasobnika ciepła w czasie procesu optymalizacji jego konstrukcji opracowano także półempiryczny model aproksymacyjny pozwalający na oszacowanie czasu wystąpienia stopnia naładowania  $\theta_{TES}$  o wartości 0,70 w czasie etapu ładowania. Wartość tę wytypowano na drodze obserwacji czasu wystąpienia progowej straty wylotowej z zasobnika ciepła i stwierdzeniu, że po przekroczeniu  $\theta_{TES} = 0,70$  obserwowany jest intensywny wzrost temperatury powietrza wylotowego z zasobnika ciepła, co świadczy o wyczerpywaniu się zdolności akumulacyjnych złożeń. Rezultaty zestawione w Podrozdziale 4.5 wskazują, że zaproponowana metodyka cechuje się akceptowalną dokładnością po właściwym określeniu wartości współczynnika empirycznego  $C$ .

#### **4. Badania numeryczne systemu A-CAES**

Opracowano trzy modele numeryczne adiabaticznego systemu magazynowania energii, które bazują na wcześniej uzyskanych wynikach

badan eksperymentalnych i numerycznych. Modele te cechują się różnym stopniem dokładności, szczególnie w zakresie modelowania wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a materiałem akumulacyjnym w zasobniku TES.

Na podstawie zrealizowanych badań numerycznych wielkoskalowego, adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu sformułowano następujące obserwacje:

- Po około 5 pełnych cyklach systemu A-CAES obserwowana jest powtarzalność w zakresie osiąganej maksymalnej (0,7095) i minimalnej (0,0398) wartości stopnia naładowania zasobnika  $\theta_{TES}$  odpowiednio po zakończeniu etapu ładowania i rozładowywania. Odnotowana zależność koresponduje z wynikami badań numerycznych zasobników w skali eksperymentalnej.
- Model cechujący się najwyższym stopniem dokładności obliczeń poświęconych zasobnikowi ciepła (ANSYS Fluent) pozwolił na uzyskanie sprawności energetycznej systemu A-CAES na poziomie 67,71% dla przypadku referencyjnego systemu. Modele Matlab oraz Excel, cechujące się niższym stopniem dokładności, zaniżały wartość sprawności energetycznej systemu magazynowania energii ze względu na uproszczone obliczenia dla zasobnika TES.
- Ze względu na dostępną objętość wytypowanych szybów górniczych średnia pojemność energetyczna badanych układów jest mniejsza w porównaniu do innych wielkoskalowych systemów magazynowania energii. Największą potencjalną pojemność zidentyfikowano dla Szybu VI KWK Budryk i wyniosła ona 144,29 MWh. Sumaryczna pojemność energetyczna systemów magazynowania energii przy teoretycznym wykorzystaniu wszystkich 52 zidentyfikowanych szybów górniczych wyniosła 4439,83 MWh.

Zrealizowane badania eksperymentalne i numeryczne pozwoliły na wypełnienie postawionych celów badawczych. Dalsze badania powinny zostać ukierunkowane na:

- 
- Analizę kaskadowego magazynu ciepła wykorzystującego materiały stałe, których zróżnicowane parametry termofizyczne i/lub średnica ekwiwalentna zostaną dobrane w celu zwiększenia sprawności energetycznej i egzenergetycznej cyklu układu.
  - Analizę potencjału wykorzystania odpadów z procesów technologicznych (np. żużła) jako materiałów akumulacyjnych w zasobnikach ciepła w celu zmniejszenia nakładów finansowych na jego konstrukcję oraz wsparcie koncepcji gospodarki obiegu zamkniętego.
  - Pogłębioną analizę techniczną w zakresie identyfikacji kluczowych wyzwań przed wdrożeniem systemu A-CAES wykorzystującego poeksploatacyjną infrastrukturę kopalnianą w zakresie stabilności i szczelności ścian szybu górniczego oraz konieczności wykonania korka szybowego zapewniającego bezpieczną eksploatację systemu.
  - Weryfikację ścieżek zagospodarowania ciepła odpadowego z chłodnicy międzystopniowej sprężarki powietrza w układzie A-CAES, szczególnie ze względu na wykazany potencjał budowy tych systemów na obszarach o wysokim stopniu urbanizacji.
  - Analizę ekonomiczną adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu opartego o wykorzystanie poeksploatacyjnej infrastruktury górniczej. Analiza powinna obejmować potencjalne korzyści płynące z partycypacji magazynu energii w Rynku Mocy, Rynku Bilansującym oraz innych usługach na rzecz Operatora Systemu Przesyłowego. Ponadto, należy wziąć pod uwagę nakłady finansowe związane m.in. z uszczelnieniem szybu, a także potencjalne koszty uniknięte, które zostałyby poniesione w przypadku całkowitej likwidacji kopalni.



# Załączniki

## Załącznik 1

W niniejszym załączniku przedstawiono przykład obliczeniowy eksperymentalnego stopnia naładowania zasobnika ciepła wraz z propagacją niepewności. W Tabeli Z.1.1 zaprezentowano wartości pomiarów temperatury materiału akumulacyjnego w 10 punktach w trakcie etapu ładowania w chwili  $t$  ( $T_{nt}$ ) oraz na początku etapu ładowania ( $T_{n \min t=0}$ ).

**Tabela Z.1.1** Wartości zmierzonej temperatury we wskazanych punktach pomiarowych

| Punkt pomiarowy                       | T1   | T2   | T3   | T4   | T5   | T6   | T7   | T8   | T9   | T10  |
|---------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Wartość pomiaru $T_{n \min t=0}$ , °C | 23,2 | 22,8 | 22,6 | 22,8 | 22,9 | 23,1 | 23,6 | 24,8 | 24,5 | 25,2 |
| Wartość pomiaru $T_{nt}$ , °C         | 37,3 | 42,3 | 46,8 | 50,9 | 53,4 | 54,5 | 55,6 | 57,3 | 57,0 | 57,8 |

Stopień naładowania zasobnika ciepła w segmencie  $i$  obliczany jest jako:

$$\theta_{TES i} = \frac{T_{it} - T_{i \min}}{T_{a \max} - T_{i \min}}. \quad (Z.1.1)$$

W czasie analizowanej serii pomiarowej maksymalna zarejestrowana temperatura ( $T_{a \max}$ ) wyniosła 59,2 °C. Na potrzeby niniejszego przykładu obliczono stopień naładowania  $\theta_{TES i}$  dla segmentu złoża ograniczonego punktami pomiarowymi T5 oraz T6. Zgodnie z przyjętym założeniem liniowej zmiany temperatury pomiędzy punktami pomiarowymi  $T_{in}$  oraz  $T_{\min n}$  definiowane jest jako:

$$T_{it} = \frac{T_5 + T_6}{2}, \quad (Z.1.2)$$

$$T_{i\ min} = \frac{T_{5\ min} + T_{6\ min}}{2}. \quad (Z.1.3)$$

Błąd temperaturowy dla czujnika rezystancyjnego temperatury PT-100 klasy A został obliczony zgodnie z dokumentacją producenta, tj. zgodnie z Równaniem (Z.1.4):

$$u_1(T_i) = \pm(0,15\ ^\circ\text{C} + 0,002 \cdot T_i) \quad (Z.1.4)$$

Zgodnie z kartą katalogową modułu SDM-6TE przyjęto, że błąd przetwarzania sygnału wynosi:

$$u_2(T_i) = \pm 0,5\ ^\circ\text{C}. \quad (Z.1.5)$$

Natomiast rozdzielczość wynosi:

$$u_3(T_i) = \pm 0,1\ ^\circ\text{C}. \quad (Z.1.6)$$

W Równaniu (Z.1.7) przedstawiono ogólny wzór na propagację niepewności dla wartości stopnia naładowania w segmencie  $n$ :

$$\begin{aligned} u(\theta_{TES\ i}) = & \left( \left( \frac{\partial \theta_{TES\ i}}{\partial T_5} \cdot u(T_5) \right)^2 + \left( \frac{\partial \theta_{TES\ i}}{\partial T_6} \cdot u(T_6) \right)^2 \right. \\ & + \left( \frac{\partial \theta_{TES\ i}}{\partial T_{5\ min}} \cdot u(T_{5\ min}) \right)^2 \\ & + \left( \frac{\partial \theta_{TES\ i}}{\partial T_{6\ min}} \cdot u(T_{6\ min}) \right)^2 \\ & \left. + \left( \frac{\partial \theta_{TES\ i}}{\partial T_{a\ max}} \cdot u(T_{a\ max}) \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}. \end{aligned} \quad (Z.1.7)$$

W Równaniach (Z.1.8) – (Z.1.12) przedstawiono obliczenia wartości dla pochodnych cząstkowych zgodnie z Tabelą Z.1.1:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_5} &= \frac{1}{2 \cdot \left( T_{a \max} - \frac{T_{5 \min} + T_{6 \min}}{2} \right)} \\ &= \frac{1}{2 \cdot \left( 59,2 - \frac{22,9 + 23,1}{2} \right)} = 0,0138,\end{aligned}\quad (Z.1.8)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_6} &= \frac{1}{2 \cdot \left( T_{a \max} - \frac{T_{5 \min} + T_{6 \min}}{2} \right)} \\ &= \frac{1}{2 \cdot \left( 59,2 - \frac{22,9 + 23,1}{2} \right)} = 0,0138,\end{aligned}\quad (Z.1.9)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_{5 \min}} &= \frac{\frac{T_5 + T_6}{2} - T_{a \max}}{2 \cdot \left( T_{a \max} - \frac{T_{5 \min} + T_{6 \min}}{2} \right)^2} \\ &= \frac{\frac{53,4 + 54,5}{2} - 59,2}{2 \cdot \left( 59,2 - \frac{22,9 + 23,1}{2} \right)^2} = -0,0020,\end{aligned}\quad (Z.1.10)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_{6 \min}} &= \frac{\frac{T_5 + T_6}{2} - T_{a \max}}{2 \cdot \left( T_{a \max} - \frac{T_{5 \min} + T_{6 \min}}{2} \right)^2} \\ &= \frac{\frac{53,4 + 54,5}{2} - 59,2}{2 \cdot \left( 59,2 - \frac{22,9 + 23,1}{2} \right)^2} = -0,0020,\end{aligned}\quad (Z.1.11)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_{a \max}} &= - \frac{\frac{T_5 + T_6}{2} - \frac{T_{5 \min} + T_{6 \min}}{2}}{\left( T_{a \max} - \frac{T_{5 \min} + T_{6 \min}}{2} \right)^2} \\ &= - \frac{\frac{53,4 + 54,5}{2} - \frac{22,9 + 23,1}{2}}{\left( 59,2 - \frac{22,9 + 23,1}{2} \right)^2} = -0,0236.\end{aligned}\quad (Z.1.12)$$

W Równaniach (Z.1.13) – (Z.1.17) przedstawiono obliczenia wartości błędu temperaturowego dla czujnika rezystancyjnego temperatury PT-100 klasy A dla wybranego segmentu oraz temperatur charakterystycznych dla przykładowej serii pomiarowej:

$$u_1(T_5) = 0,15 + 0,002 \cdot 53,4 = \pm 0,257 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (\text{Z.1.13})$$

$$u_1(T_6) = 0,15 + 0,002 \cdot 54,5 = \pm 0,259 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (\text{Z.1.14})$$

$$u_1(T_{5 \min}) = 0,15 + 0,002 \cdot 22,9 = \pm 0,196 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (\text{Z.1.15})$$

$$u_1(T_{6 \min}) = 0,15 + 0,002 \cdot 23,1 = \pm 0,196 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (\text{Z.1.16})$$

$$u_1(T_{a \max}) = 0,15 + 0,002 \cdot 59,2 = \pm 0,268 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (\text{Z.1.17})$$

W Równaniach (Z.1.18) – (Z.1.22) przedstawiono obliczenia niepewności złożonej dla wybranego segmentu zasobnika oraz temperatur charakterystycznych dla przykładowej serii pomiarowej:

$$\begin{aligned} u(T_5) &= \sqrt{\left(\frac{u_1(T_5)}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_2}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_3}{\sqrt{3}}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{0,257}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,1}{\sqrt{3}}\right)^2} = \pm 0,330 \text{ }^{\circ}\text{C}, \end{aligned} \quad (\text{Z.1.18})$$

$$\begin{aligned} u(T_6) &= \sqrt{\left(\frac{u_1(T_6)}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_2}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_3}{\sqrt{3}}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{0,259}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,1}{\sqrt{3}}\right)^2} = \pm 0,330 \text{ }^{\circ}\text{C}, \end{aligned} \quad (\text{Z.1.19})$$

$$\begin{aligned} u(T_{5 \min}) &= \sqrt{\left(\frac{u_1(T_{5 \min})}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_2}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_3}{\sqrt{3}}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{0,196}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,1}{\sqrt{3}}\right)^2} = \pm 0,315 \text{ }^{\circ}\text{C}, \end{aligned} \quad (\text{Z.1.20})$$

$$u(T_{6 \min}) = \sqrt{\left(\frac{u_1(T_{6 \min})}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_2}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_3}{\sqrt{3}}\right)^2} = \quad (Z.1.21)$$

$$\sqrt{\left(\frac{0,196}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,1}{\sqrt{3}}\right)^2} = \pm 0,315 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$u(T_{a \max}) = \sqrt{\left(\frac{u_1(T_{a \max})}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_2}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_3}{\sqrt{3}}\right)^2} = \quad (Z.1.22)$$

$$\sqrt{\left(\frac{0,268}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,1}{\sqrt{3}}\right)^2} = \pm 0,333 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Wykorzystując ogólny wzór na propagację niepewności (Równanie (Z.1.7)) obliczono niepewność stopnia naładowania dla segmentu T6:

$$u(\theta_{TES i}) = \left( \left( \frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_5} \cdot u(T_5) \right)^2 + \left( \frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_6} \cdot u(T_6) \right)^2 \right. \\ + \left( \frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_{5 \min}} \cdot u(T_{5 \min}) \right)^2 \\ + \left( \frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_{6 \min}} \cdot u(T_{6 \min}) \right)^2 \\ \left. + \left( \frac{\partial \theta_{TES i}}{\partial T_{a \max}} \cdot u(T_{a \max}) \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (Z.1.23)$$

$$= ((0,0138 \cdot 0,330)^2 + (0,0138 \cdot 0,330)^2 \\ + (-0,0020 \cdot 0,315)^2 + (-0,0020 \cdot 0,315)^2 \\ + (-0,0236 \cdot 0,333)^2)^{\frac{1}{2}} = 0,0102.$$

Stopień naładowania dla segmentu T6 w czasie  $t$  etapu ładowania wynosi:

$$\begin{aligned}
 \theta_{i T6} &= \frac{\frac{T_5 + T_6}{2} - \frac{T_{5 \min} + T_{6 \min}}{2}}{T_{a \max} - \frac{T_{5 \min} + T_{6 \min}}{2}} \\
 &= \frac{\frac{53,4 + 54,5}{2} - \frac{22,9 + 23,1}{2}}{59,2 - \frac{22,9 + 23,1}{2}} \quad (Z.1.24) \\
 &= 0,8549 \pm 0,0102.
 \end{aligned}$$

Stopień naładowania zasobnika ciepła w chwili  $t$  oblicza się jako średnią arytmetyczną stopni naładowania dla każdego z dziesięciu segmentów, w których dokonywano pomiarów temperatury. Stopień naładowania zasobnika ciepła przedstawiono w Równaniu (Z.1.25), a w Równaniu (Z.1.26) przedstawiono obliczoną niepewność dla parametru  $\theta_{TES}$ :

$$\theta_{TES} = \frac{\theta_{TES 1} + \theta_{TES 2} + \dots + \theta_{TES 10}}{10} = 0,7926, \quad (Z.1.25)$$

$$\begin{aligned}
 u(\theta_{TES}) &= \frac{u(\theta_{TES 1}) + u(\theta_{TES 2}) + \dots + u(\theta_{TES 10})}{10} \quad (Z.1.26) \\
 &= \pm 0,0101.
 \end{aligned}$$

Biorąc pod uwagę zidentyfikowane błędy pomiaru temperatury obliczono również maksymalną niepewność pomiarową pomiaru temperatury złoza akumulacyjnego. Wartość tę obliczono w poniższym równaniu:

$$\begin{aligned}
 u_{\max}(T_{s,\max}) &= \sqrt{\left(\frac{u_1(T_{s,\max})}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_2}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_3}{\sqrt{3}}\right)^2} = \\
 &\sqrt{\left(\frac{0,21}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,1}{\sqrt{3}}\right)^2} = \pm 0,363 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (Z.1.27)
 \end{aligned}$$

## Załącznik 2

W niniejszym załączniku przedstawiono obliczenia z zakresu wyznaczenia maksymalnej niepewności pomiaru typu B spadku ciśnienia przepływającego przez zasobnik ciepła. W trakcie analizy niepewności pomiarowej zidentyfikowano następujące błędy na podstawie dokumentacji producenta [221]:

- Błąd podstawowy:

$$u_1(\Delta p) = \pm \frac{4}{1000} \cdot \Delta p, \quad (\text{Z.2.1})$$

gdzie  $\Delta p$  to zmierzona wartość spadku ciśnienia powietrza. Maksymalna możliwa do odnotowania wartość  $\Delta p$  wyniosła 10 000 Pa.

- Błąd temperaturowy:

$$u_2(\Delta p) = \pm \frac{4}{1000} \cdot \Delta p \cdot \frac{\Delta T_a}{10}, \quad (\text{Z.2.2})$$

gdzie  $\Delta T_a$  to różnica temperatury powietrza wlotowego i wylotowego z zasobnika ciepła. Maksymalna możliwa do odnotowania wartość  $\Delta T_a$  wyniosła 90 K.

- Błąd od zmian napięcia zasilania:

$$u_3(\Delta p) = \pm \frac{5}{100\,000} \cdot \Delta p \cdot \Delta U, \quad (\text{Z.2.3})$$

gdzie  $\Delta U$  to maksymalna zmiana napięcia zasilania wynosząca 28 V.

- Histereza i powtarzalność:

$$u_4(\Delta p) = \pm \frac{5}{10\,000} \cdot \Delta p. \quad (\text{Z.2.4})$$

W Równaniach (Z.2.5) – (Z.2.8) przedstawiono obliczenia wartości zidentyfikowanych błędów pomiaru spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła:

$$u_1(\Delta p) = \frac{4}{1000} \cdot 10\,000 = \pm 40 \text{ Pa}, \quad (\text{Z.2.5})$$

$$u_2(\Delta p) = \frac{4}{1000} \cdot 10\,000 \cdot \frac{90}{10} = \pm 360 \text{ Pa}, \quad (\text{Z.2.6})$$

$$u_3(\Delta p) = \frac{5}{100\,000} \cdot 10\,000 \cdot 28 = \pm 14 \text{ Pa}, \quad (\text{Z.2.7})$$

$$u_4(\Delta p) = \pm \frac{5}{10\,000} \cdot 10\,000 = \pm 5 \text{ Pa}. \quad (\text{Z.2.8})$$

Maksymalną niepewność pomiaru wartości spadku ciśnienia uzyskano na podstawie rozwiązania Równania (Z.2.9):

$$\begin{aligned} u_{\max}(\Delta p) &= \sqrt{\left(\frac{u_1(\Delta p)}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_2(\Delta p)}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_3(\Delta p)}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{u_4(\Delta p)}{\sqrt{3}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{40}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{360}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{14}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{5}{\sqrt{3}}\right)^2} = 209 \text{ Pa}. \end{aligned} \quad (\text{Z.2.9})$$



### Załącznik 3

W niniejszym załączniku przedstawiono wyprowadzenie zależności umożliwiającej obliczenie parametru  $\tau_{0,70}$  wykorzystywanego do ewaluacji wyników eksperymentalnych i numerycznych. Na potrzeby analizy wymiarowej założono, że na czas osiągnięcia przyjętej wartości progowej stopnia naładowania zasobnika TES o określonej objętości wpływają zarówno parametry nośnika ciepła, tj. jego strumień masowy oraz pojemność cieplna właściwa, jak i parametry złoża akumulacyjnego. Analizę wymiarową wyrażono jako:

$$\frac{\tau_{0,70}}{V_{TES}} = f(\rho_{pb}, cp_b, cp_f, \dot{m}_f), \quad (Z.3.1)$$

gdzie  $V_{TES}$  to objętość zasobnika ciepła,  $cp_b$  i  $cp_f$  to odpowiednio pojemność cieplna właściwa materiału akumulacyjnego i gazu przepływającego przez zasobnik, a  $\dot{m}_f$  to strumień masowy tego gazu.  $\rho_{pb}$  to gęstość nasypowa złoża skalnego zdefiniowana jako:

$$\rho_{pb} = (1 - \varepsilon) \cdot \rho_b. \quad (Z.3.2)$$

Na podstawie zdefiniowanych wielkości w Równaniu (Z.3.1) zapisano poniższe równanie w postaci potęgowej korelujące ze sobą parametry nośnika ciepła, złoża akumulacyjnego oraz empirycznego współczynnika  $C$ :

$$\frac{\tau_{0,70}}{V} = C \cdot \rho_{pb}^A \cdot cp_f^B \cdot cp_b^D \cdot \dot{m}_f^E. \quad (Z.3.3)$$

Wartość współczynnika  $C$  określana jest na podstawie analizy wyników eksperymentalnych i numerycznych w celu uzyskania najlepszego dopasowania rezultatów. W Równaniu (Z.3.4) zapisano poszczególne składowe w formie wymiarowej:

$$\frac{s}{m^3} = C \cdot \left(\frac{kg}{m^3}\right)^A \cdot \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)^B \cdot \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)^D \cdot \left(\frac{kg}{s}\right)^E, \quad (Z.3.4)$$

co po przekształceniu na jednostki układu SI pozwoliło na otrzymanie równania w postaci:

$$s \cdot m^{-3} = C \cdot kg^A \cdot m^{-3A} \cdot kg^B \cdot m^{2B} \cdot s^{-2B} \cdot kg^{-B} \cdot K^{-B} \cdot kg^D \cdot m^{2D} \cdot s^{-2D} \cdot kg^{-D} \cdot K^{-D} \cdot kg^E \cdot s^{-E}. \quad (Z.3.5)$$

Przy wykorzystaniu wszystkich uzyskanych wymiarów utworzono układ równań w celu określenia wartości potęg w Równaniu (Z.3.6):

$$\begin{cases} kg \rightarrow 0 = 1A + 1E, \\ m \rightarrow -3 = -3A - 2B + 2D, \\ s \rightarrow 1 = -2B - 2D - E, \\ K \rightarrow 0 = -1B - 1D. \end{cases} \quad (Z.3.6)$$

Rozwiązanie powyższego układu równań pozwoliło na otrzymanie następujących wartości:  $A = 1$ ,  $B = -1$ , natomiast  $D = -E$  i przyjęto, że  $D = 1$ . Na tej podstawie otrzymano:

$$\frac{s}{m^3} = C \cdot \left(\frac{kg}{m^3}\right)^1 \cdot \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)^{-1} \cdot \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)^1 \cdot \left(\frac{kg}{s}\right)^{-1}, \quad (Z.3.7)$$

co pozwoliło uzyskać finalną postać korelacji na wartość parametru  $\tau_{0,70}$ :

$$\frac{\tau_{0,70}}{V} = C \cdot \frac{\rho_{pb}}{\dot{m}_f} \cdot \frac{cp_b}{cp_f}. \quad (Z.3.8)$$

## Bibliografia

- [1] Protokół z Kioto do Ramowej konwencji Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu, Organizacja Narodów Zjednoczonych, Japonia, 1997. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: [https://unfccc.int/kyoto\\_protocol](https://unfccc.int/kyoto_protocol)
- [2] Krajowy Raport Inwentaryzacyjny 2024. Inwentaryzacja emisji i pochłaniania gazów cieplarnianych w Polsce dla lat 1988-2022, Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami, Warszawa, 2024. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.kobize.pl/>
- [3] Krajowy plan na rzecz energii i klimatu na lata 2021-2030, Ministerstwo Aktywów Państwowych, Warszawa, 2019. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.gov.pl/>
- [4] Raporty roczne z funkcjonowania KSE - Raport za rok 2024, Polskie Sieci Elektroenergetyczne, 2025. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.pse.pl/>
- [5] Share of energy from renewable sources, Eurostat, 2025. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://ec.europa.eu/>
- [6] Krajowy plan na rzecz energii i klimatu do 2030 r. z perspektywą do 2040 r., Ministerstwo Klimatu i Środowiska, Warszawa, 2025. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.gov.pl/>
- [7] A. Rusin i A. Wojacek, Changes in the structure of the Polish energy mix in the transition period to ensure the safety and reliability of energy supplies, *Energy*, t. 282, s. 128831, lis. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.128831.
- [8] A. Rusin i A. Wojacek, Safe Path for the Transformation of the Polish Energy System Leading to Its Decarbonization and Reliable Operation, *Energies*, t. 18, nr 7, s. 1856, kwi. 2025, doi: 10.3390/en18071856.
- [9] H. Haes Alhelou, S. J. Mirjalili, R. Zamani, i P. Siano, Assessing the optimal generation technology mix determination considering demand response and EVs, *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, t. 119, s. 105871, lip. 2020, doi: 10.1016/j.ijepes.2020.105871.
- [10] Zatrudnienie w górnictwie węgla kamiennego w Zagłębiu Górnośląskim, Instytut Badań Strukturalnych, Warszawa, 2020. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://ibs.org.pl/>
- [11] Przeciętne zatrudnienie i wynagrodzenie w sektorze przedsiębiorstw, Główny Urząd Statystyczny, Warszawa, 2025. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://stat.gov.pl/>
- [12] Wydział Architektury, Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki i P. Langer, Casus Silesia Superior. Obecny stan i kierunki zagospodarowania kopalni podziemnych w regionie górnośląskim, *PUA*, t. 2021, nr 2, s. 52–72, grudz. 2021, doi: 10.37705/PUA/2/2021/05.

- 
- [13] X. Bu *i in.*, Efficient utilization of abandoned mines for isobaric compressed air energy storage, *Energy*, t. 311, s. 133392, grudz. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.133392.
  - [14] Ł. Bartela, J. Ochmann, S. Waniczek, M. Lutyński, G. Smolnik, i S. Rulik, Evaluation of the energy potential of an adiabatic compressed air energy storage system based on a novel thermal energy storage system in a post mining shaft, *Journal of Energy Storage*, t. 54, s. 105282, paź. 2022, doi: 10.1016/j.est.2022.105282.
  - [15] X. Chen i J. G. Wang, Stability analysis for compressed air energy storage cavern with initial excavation damage zone in an abandoned mining tunnel, *Journal of Energy Storage*, t. 45, s. 103725, sty. 2022, doi: 10.1016/j.est.2021.103725.
  - [16] M. Lutyński, An overview of potential benefits and limitations of Compressed Air Energy Storage in abandoned coal mines, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, t. 268, s. 012006, lis. 2017, doi: 10.1088/1757-899X/268/1/012006.
  - [17] L. Á. D. Prado, J. Menéndez, A. Bernardo-Sánchez, M. Galdo, J. Loredó, i J. M. Fernández-Oro, Thermodynamic Analysis of Compressed Air Energy Storage (CAES) Reservoirs in Abandoned Mines Using Different Sealing Layers, *Applied Sciences*, t. 11, nr 6, s. 2573, mar. 2021, doi: 10.3390/app11062573.
  - [18] J. Xue, X. Hou, J. Zhou, X. Liu, i Y. Guo, Obstacle identification for the development of pumped hydro storage using abandoned mines: A novel multi-stage analysis framework, *Journal of Energy Storage*, t. 48, s. 104022, kwi. 2022, doi: 10.1016/j.est.2022.104022.
  - [19] E. Colas *i in.*, Overview of converting abandoned coal mines to underground pumped storage systems: Focus on the underground reservoir, *Journal of Energy Storage*, t. 73, s. 109153, grudz. 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.109153.
  - [20] Y. Ren *i in.*, Optimization of the capacity configuration of an abandoned mine pumped storage/wind/photovoltaic integrated system, *Applied Energy*, t. 374, s. 124089, lis. 2024, doi: 10.1016/j.apenergy.2024.124089.
  - [21] K. Yang, Q. Fu, L. Yuan, Q. Liu, X. He, i F. Liu, Research on development demand and potential of pumped storage power plants combined with abandoned mines in China, *Journal of Energy Storage*, t. 63, s. 106977, lip. 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.106977.
  - [22] Ł. Bartela, M. Lutyński, G. Smolnik, i S. Waniczek, Underground Compressed Air Storage Installation, 3792467, 2023 Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://data.epo.org/>
  - [23] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2019/944 z dnia 5 czerwca 2019 r. w sprawie wspólnych zasad rynku wewnętrznego energii elektrycznej oraz zmieniająca dyrektywę 2012/27/UE, Parlament Europejski i Rada Unii Europejskiej, 2019. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://eur-lex.europa.eu/>
  - [24] Energy Storage Targets 2030 and 2050. Ensuring Europe's Energy Security in a Renewable Energy System, European Association for Storage of Energy, Belgia, 2022. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://ease-storage.eu/>

- 
- [25] Z. Wang, Y. Wang, Y. Liu, i Y. Luo, Chinese power structure in 2050 considering energy storage and demand response under high renewable power penetration ratio, *Journal of Environmental Management*, t. 374, s. 123805, luty 2025, doi: 10.1016/j.jenvman.2024.123805.
  - [26] Z. Bai *i in.*, Enhancing flexibility in wind-powered hydrogen production systems through coordinated electrolyzer operation, *Advances in Applied Energy*, t. 19, s. 100228, wrz. 2025, doi: 10.1016/j.adapen.2025.100228.
  - [27] J. Kotowicz, M. Jurczyk, i D. Węcel, The possibilities of cooperation between a hydrogen generator and a wind farm, *International Journal of Hydrogen Energy*, t. 46, nr 10, s. 7047–7059, luty 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.11.246.
  - [28] C. Gunathilake *i in.*, A comprehensive review on hydrogen production, storage, and applications, *Chem. Soc. Rev.*, t. 53, nr 22, s. 10900–10969, 2024, doi: 10.1039/D3CS00731F.
  - [29] M. P. Kramer, K.-J. Bosch, i K. Hooman, Hydrogen production and import thermal energy recovery and use: a study on water electrolysis waste heat and ammonia cracking cold utilisation, *Cleaner Engineering and Technology*, t. 26, s. 100940, maj 2025, doi: 10.1016/j.clet.2025.100940.
  - [30] Asahi Kasei alkaline electrolyser at FH2R starts hydrogen supply, *Fuel Cells Bulletin*, t. 2020, nr 5, s. 11–11, maj 2020, doi: 10.1016/S1464-2859(20)30207-8.
  - [31] Construction begins on Fukushima Hydrogen Energy Research Field, *Fuel Cells Bulletin*, t. 2018, nr 9, s. 9–9, wrz. 2018, doi: 10.1016/S1464-2859(18)30332-8.
  - [32] S. Shahzad, T. R. Alsenani, H. Kilic, i P. Wheeler, Techno-economic analysis of green hydrogen integration in smart grids: Pathways to sustainable energy systems, *International Journal of Hydrogen Energy*, t. 143, s. 989–999, lip. 2025, doi: 10.1016/j.ijhydene.2024.12.248.
  - [33] J. M. Stansberry i J. Brouwer, Experimental dynamic dispatch of a 60 kW proton exchange membrane electrolyzer in power-to-gas application, *International Journal of Hydrogen Energy*, t. 45, nr 16, s. 9305–9316, mar. 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.01.228.
  - [34] W. Uchman, A. Skorek-Osikowska, M. Jurczyk, i D. Węcel, The analysis of dynamic operation of power-to-SNG system with hydrogen generator powered with renewable energy, hydrogen storage and methanation unit, *Energy*, t. 213, s. 118802, grudz. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.118802.
  - [35] H. Ü. Yilmaz, S. O. Kimbrough, C. Van Dinter, i D. Keles, Power-to-gas: Decarbonization of the European electricity system with synthetic methane, *Applied Energy*, t. 323, s. 119538, paź. 2022, doi: 10.1016/j.apenergy.2022.119538.
  - [36] J. Kotowicz, W. Uchman, M. Jurczyk, i R. Sekret, Evaluation of the potential for distributed generation of green hydrogen using metal-hydride storage methods, *Applied Energy*, t. 344, s. 121269, sie. 2023, doi: 10.1016/j.apenergy.2023.121269.
  - [37] A. S. Mehr, A. D. Phillips, M. P. Brandon, M. T. Pryce, i J. G. Carton, Recent challenges and development of technical and technoeconomic aspects for hydrogen storage, insights at different scales; A state of art review, *International*

- 
- Journal of Hydrogen Energy*, t. 70, s. 786–815, cze. 2024, doi: 10.1016/j.ijhydene.2024.05.182.
- [38] D. Katla, Ł. Bartela, i A. Skorek-Osikowska, Evaluation of electricity generation subsystem of power-to-gas-to-power unit using gas expander and heat recovery steam generator, *Energy*, t. 212, s. 118600, grudz. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.118600.
- [39] Magazynowanie energii elektrycznej, Urząd Regulacji Energetyki, Warszawa, 2024. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.ure.gov.pl/>
- [40] Y. Du *i in.*, Life cycle assessment of the pumped hydro energy storage system in China, *Energy*, t. 331, s. 137102, wrz. 2025, doi: 10.1016/j.energy.2025.137102.
- [41] L. Tronchin, M. Manfren, i B. Nastasi, Energy efficiency, demand side management and energy storage technologies – A critical analysis of possible paths of integration in the built environment, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 95, s. 341–353, lis. 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.06.060.
- [42] R. Bartnik i T. Kowalczyk, Thermodynamic and economic analysis of the hierarchic gas–gas power plant cooperating with a compressed air energy storage, *Energy Conversion and Management*, t. 234, s. 113918, kwi. 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.113918.
- [43] O. O’Callaghan i P. Donnellan, Liquid air energy storage systems: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 146, s. 111113, sie. 2021, doi: 10.1016/j.rser.2021.111113.
- [44] E. Borri, A. Tafone, A. Romagnoli, i G. Comodi, A preliminary study on the optimal configuration and operating range of a “microgrid scale air liquefaction plant for Liquid Air Energy Storage, *Energy Conversion and Management*, t. 143, s. 275–285, lip. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.03.079.
- [45] L. Szablowski, P. Krawczyk, i M. Wolowicz, Exergy Analysis of Adiabatic Liquid Air Energy Storage (A-LAES) System Based on Linde–Hampson Cycle, *Energies*, t. 14, nr 4, s. 945, luty 2021, doi: 10.3390/en14040945.
- [46] X. She *i in.*, Liquid air energy storage – A critical review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 208, s. 114986, luty 2025, doi: 10.1016/j.rser.2024.114986.
- [47] N. G. Chatzigeorgiou, S. Theocharides, G. Makrides, i G. E. Georghiou, A review on battery energy storage systems: Applications, developments, and research trends of hybrid installations in the end-user sector, *Journal of Energy Storage*, t. 86, s. 111192, maj 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.111192.
- [48] L. Su, X. Qin, S. Zhang, Y. Zhang, Y. Jiang, i Y. Han, Fast frequency response of inverter-based resources and its impact on system frequency characteristics, *Global Energy Interconnection*, t. 3, nr 5, s. 475–485, paź. 2020, doi: 10.1016/j.gloi.2020.11.007.

- 
- [49] N. K. Noyanbayev, A. J. Forsyth, i T. Feehally, Efficiency analysis for a grid-connected battery energy storage system, *Materials Today: Proceedings*, t. 5, nr 11, s. 22811–22818, 2018, doi: 10.1016/j.matpr.2018.07.095.
- [50] X. Luo, J. Wang, M. Dooner, i J. Clarke, Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation, *Applied Energy*, t. 137, s. 511–536, sty. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.09.081.
- [51] F. Ahmed, D. Al Kez, S. McLoone, R. J. Best, C. Cameron, i A. Foley, Dynamic grid stability in low carbon power systems with minimum inertia, *Renewable Energy*, t. 210, s. 486–506, lip. 2023, doi: 10.1016/j.renene.2023.03.082.
- [52] R. Yuan, H. Yan, W. Chen, i M. Liu, Design and performance evaluation of a shared energy storage system integrated within combined heat and power plants in an energy network, *Journal of Energy Storage*, t. 103, s. 114324, grudz. 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.114324.
- [53] S. Orangi, N. Manjong, D. P. Clos, L. Usai, O. S. Burheim, i A. H. Strømman, Historical and prospective lithium-ion battery cost trajectories from a bottom-up production modeling perspective, *Journal of Energy Storage*, t. 76, s. 109800, sty. 2024, doi: 10.1016/j.est.2023.109800.
- [54] M. Gutsch i J. Leker, Costs, carbon footprint, and environmental impacts of lithium-ion batteries – From cathode active material synthesis to cell manufacturing and recycling, *Applied Energy*, t. 353, s. 122132, sty. 2024, doi: 10.1016/j.apenergy.2023.122132.
- [55] T. T. Nguyen, T. T. Nguyen, i H. P. Nguyen, Optimal operation of battery energy storage system in microgrid to minimize electricity cost based on model predictive control using coyote algorithm, *Journal of Energy Storage*, t. 131, s. 115904, kwi. 2025, doi: 10.1016/j.est.2025.115904.
- [56] European Market Outlook for Battery Storage 2025-2029, SolarPower Europe, Belgia, 2025. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.solarpowereurope.org/>
- [57] Ł. Szablowski, *Wybrane zagadnienia modelowania matematycznego oraz oceny pod kątem energetycznym i ekonomicznym układów magazynujących energię przy pomocy sprężonego powietrza*, Wydanie 1. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2023.
- [58] D. Pottie i in., Comparative Analysis of Isochoric and Isobaric Adiabatic Compressed Air Energy Storage, *Energies*, t. 16, nr 6, s. 2646, mar. 2023, doi: 10.3390/en16062646.
- [59] C. Salvini i A. Giovannelli, Techno-economic comparison of diabatic CAES with artificial air reservoir and battery energy storage systems, *Energy Reports*, t. 8, s. 601–607, cze. 2022, doi: 10.1016/j.egy.2022.03.170.

- 
- [60] J. Zhang, S. Zhou, S. Li, W. Song, i Z. Feng, Performance analysis of diabatic compressed air energy storage (D-CAES) system, *Energy Procedia*, t. 158, s. 4369–4374, luty 2019, doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.782.
  - [61] International Atomic Energy Agency. Power Reactor Information System. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://pris.iaea.org/>
  - [62] H. Jafarizadeh, M. Soltani, i J. Nathwani, Assessment of the Huntorf compressed air energy storage plant performance under enhanced modifications, *Energy Conversion and Management*, t. 209, s. 112662, kwi. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112662.
  - [63] Huntorf Air Storage Gas Turbine Power Plant, Brown, Boveri & Cie, 2013. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <http://www.solarplan.org/>
  - [64] F. Crotogino, K.-U. Mohmeyer, i R. Scharf, Huntorf CAES: More than 20 Years of Successful Operation, zaprezentowano na Solution Mining Research Institute (SMRI) Spring Meeting, Orlando, USA, 2001.
  - [65] L. Szablowski, P. Krawczyk, K. Badyda, S. Karellas, E. Kakaras, i W. Bujalski, Energy and exergy analysis of adiabatic compressed air energy storage system, *Energy*, t. 138, s. 12–18, lis. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.07.055.
  - [66] A. Rabi, J. Radulovic, i J. Buick, Comprehensive Review of Compressed Air Energy Storage (CAES) Technologies, *Thermo*, t. 3, nr 1, s. 104–126, sty. 2023, doi: 10.3390/thermo3010008.
  - [67] History of First U.S. Compressed-Air Energy Storage (CAES) Plant (110 MW 26h): Volume 2: Construction, Electric Power Research Institute, USA, 1994. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.epri.com/>
  - [68] Y. Li, Y. Li, i Y. Liu, Numerical study on the impacts of layered heterogeneity on the underground process in compressed air energy storage in aquifers, *Journal of Energy Storage*, t. 46, s. 103837, luty 2022, doi: 10.1016/j.est.2021.103837.
  - [69] A. Gil i in., State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 14, nr 1, s. 31–55, sty. 2010, doi: 10.1016/j.rser.2009.07.035.
  - [70] M. Mersch, P. Sapin, A. V. Olympios, Y. Ding, N. Mac Dowell, i C. N. Markides, A unified framework for the thermo-economic optimisation of compressed-air energy storage systems with solid and liquid thermal stores, *Energy Conversion and Management*, t. 287, s. 117061, lip. 2023, doi: 10.1016/j.enconman.2023.117061.
  - [71] E. Barbour, D. Mignard, Y. Ding, i Y. Li, Adiabatic Compressed Air Energy Storage with packed bed thermal energy storage, *Applied Energy*, t. 155, s. 804–815, paź. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.06.019.



- 
- [72] X. Yu, W. Dou, Z. Zhang, Y. Hong, G. Qian, i Z. Li, Performance Analysis and Optimization of Compressed Air Energy Storage Integrated with Latent Thermal Energy Storage, *Energies*, t. 17, nr 11, s. 2608, maj 2024, doi: 10.3390/en17112608.
- [73] J. Cui, X. Yang, J. Chen, H. Su, i J. Xie, Multi-perspective analysis of adiabatic compressed air energy storage system with cascaded packed bed latent heat storage under variable conditions, *Energy*, t. 305, s. 132373, paź. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.132373.
- [74] Hydrostor Inc. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://hydrostor.ca/>
- [75] L. Wei, X. Liu, F. Wu, H. Li, Y. Wu, i H. Zhou, Performance analysis of a novel isobaric compressed air energy storage (CAES) system based on dual fluid, *Journal of Energy Storage*, t. 108, s. 115001, luty 2025, doi: 10.1016/j.est.2024.115001.
- [76] M. Ebrahimi, R. Carriveau, D. S.-K. Ting, i A. McGillis, Conventional and advanced exergy analysis of a grid connected underwater compressed air energy storage facility, *Applied Energy*, t. 242, s. 1198–1208, maj 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.03.135.
- [77] Z. Gao, X. Zhang, X. Li, Y. Xu, i H. Chen, Thermodynamic analysis of isothermal compressed air energy storage system with droplets injection, *Energy*, t. 284, s. 129304, grudz. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.129304.
- [78] J. Guanwei, X. Weiqing, C. Maolin, i S. Yan, Micron-sized water spray-cooled quasi-isothermal compression for compressed air energy storage, *Experimental Thermal and Fluid Science*, t. 96, s. 470–481, wrz. 2018, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2018.03.032.
- [79] B. Bollinger, Demonstration of Isothermal Compressed Air Energy Storage to Support Renewable Energy Production, SustainX, Inc., USA, 2014. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.energy.gov/>
- [80] M. King, A. Jain, R. Bhakar, J. Mathur, i J. Wang, Overview of current compressed air energy storage projects and analysis of the potential underground storage capacity in India and the UK, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 139, s. 110705, kwi. 2021, doi: 10.1016/j.rser.2021.110705.
- [81] World's largest compressed air energy storage facility commences full operation in China. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.pv-magazine.com/>
- [82] Corre Energy Storage B.V. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://correenergystorage.nl/>
- [83] The Ten-Year Network Development Plan. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://tyndp.entsoe.eu/>

- 
- [84] H. Li *i in.*, Large-scale CAES in bedded rock salt: A case study in Jiangsu Province, China, *Energy*, t. 281, s. 128271, paź. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.128271.
- [85] G. Czapowski, Lokalizacja kawern magazynowych w utworach solnych w Polsce – stare i nowe opcje, *Przegląd Solny*, t. 16, s. 5–19, 2022.
- [86] J. Menéndez, J. M. Fernández-Oro, M. Galdo, L. Álvarez, i A. Bernardo-Sánchez, Numerical investigation of underground reservoirs in compressed air energy storage systems considering different operating conditions: Influence of thermodynamic performance on the energy balance and round-trip efficiency, *Journal of Energy Storage*, t. 46, s. 103816, luty 2022, doi: 10.1016/j.est.2021.103816.
- [87] K. Deng, K. Zhang, X. Xue, i H. Zhou, Design of a New Compressed Air Energy Storage System with Constant Gas Pressure and Temperature for Application in Coal Mine Roadways, *Energies*, t. 12, nr 21, s. 4188, lis. 2019, doi: 10.3390/en12214188.
- [88] H.-M. Kim, J. Rutqvist, D.-W. Ryu, B.-H. Choi, C. Sunwoo, i W.-K. Song, Exploring the concept of compressed air energy storage (CAES) in lined rock caverns at shallow depth: A modeling study of air tightness and energy balance, *Applied Energy*, t. 92, s. 653–667, kwi. 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.07.013.
- [89] W. T. Pfeiffer, F. Witte, I. Tuschy, i S. Bauer, Coupled power plant and geostorage simulations of porous media compressed air energy storage (PM-CAES), *Energy Conversion and Management*, t. 249, s. 114849, grudz. 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.114849.
- [90] Guidelines on the adaptation and use of inactive shafts possible to energy storage, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Politechnika Śląska, Gliwice, 2024. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://itpe.pl/>
- [91] Umowa Społeczna dotyczące transformacji sektora górnictwa węgla kamiennego oraz wybranych procesów transformacji województwa śląskiego, Katowice, 2021. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://solidarnoskatowice.pl/>
- [92] J. Jarosz, Prawne i ekonomiczne aspekty procesu likwidacji kopalń węgla kamiennego w Polsce, *Zeszyty Naukowe Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN*, t. 75, 2009.
- [93] Likwidacja Kopalni Węgla Kamiennego «Krupiński», Najwyższa Izba Kontroli, Warszawa, 2023. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.nik.gov.pl/>
- [94] J. Li, C. Hollis, i A. Gallego-Schmid, Equity or profit? Understanding the social sustainability challenges of mine water heating network implementation, *Energy*

- 
- Research & Social Science*, t. 124, s. 104062, cze. 2025, doi: 10.1016/j.erss.2025.104062.
- [95] L. Cameron, M. Winskel, i R. Bolton, Explaining the emergence and absence of Seasonal Thermal Energy Storage in the UK: Evidence from local case studies, *Applied Energy*, t. 377, s. 124322, sty. 2025, doi: 10.1016/j.apenergy.2024.124322.
- [96] A. Passamonti, P. Bombarda, A. C. Pachai, S. Klein, C. Schneider, i R. Bracke, Overview of a newly-installed high-temperature heat pump demonstrator coupled with high-temperature mine thermal energy storage, *International Journal of Refrigeration*, t. 167, s. 269–279, lis. 2024, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2024.08.002.
- [97] TAURON Wydobycie, Nowa inwestycja w ZG Sobieski. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://media.tauron.pl/>
- [98] M. Barzantny, W. Kostowski, D. Nol, S. Żymelka, J. Kalina, i W. Stanek, The Silesian paradox: Using coal mines for district heating decarbonization – a case study on waste heat recovery from groundwater and ventilation air, *Energy Conversion and Management: X*, t. 27, s. 101166, lip. 2025, doi: 10.1016/j.ecmx.2025.101166.
- [99] F. Schmidt *i in.*, Converting closed mines into giant batteries: Effects of cyclic loading on the geomechanical performance of underground compressed air energy storage systems, *Journal of Energy Storage*, t. 32, s. 101882, grudz. 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101882.
- [100] Ł. Bartela, A. Skorek-Osikowska, S. Dykas, i B. Stanek, Thermodynamic and economic assessment of compressed carbon dioxide energy storage systems using a post-mining underground infrastructure, *Energy Conversion and Management*, t. 241, s. 114297, sie. 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.114297.
- [101] B. Stanek, J. Ochmann, Ł. Bartela, M. Brzuszkiewicz, S. Rulik, i S. Waniczek, Isobaric tanks system for carbon dioxide energy storage – The performance analysis, *Journal of Energy Storage*, t. 52, s. 104826, sie. 2022, doi: 10.1016/j.est.2022.104826.
- [102] M. Aslannezhad, M. Sayyafzadeh, S. Iglauer, i A. Keshavarz, Identification of early opportunities for simultaneous H<sub>2</sub> separation and CO<sub>2</sub> storage using depleted coal seams, *Separation and Purification Technology*, t. 330, s. 125364, luty 2024, doi: 10.1016/j.seppur.2023.125364.
- [103] G. Leng *i in.*, Technical challenges and opportunities of hydrogen storage: A comprehensive review on different types of underground storage, *Journal of Energy Storage*, t. 131, s. 115900, kwi. 2025, doi: 10.1016/j.est.2025.115900.
- [104] S. Davoodi, M. Al-Shargabi, D. A. Wood, P. O. Longe, M. Mehrad, i V. S. Rukavishnikov, Underground hydrogen storage: A review of technological developments, challenges, and opportunities, *Applied Energy*, t. 381, s. 125172, mar. 2025, doi: 10.1016/j.apenergy.2024.125172.

- 
- [105] M. Cheng, X. Fu, Z. Chen, T. Liu, M. Zhang, i J. Kang, A new approach to evaluate abandoned mine methane resources based on the zoning of the mining-disturbed strata, *Energy*, t. 274, s. 127307, lip. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.127307.
- [106] B. Talebjedi, T. Laukkanen, i H. Holmberg, Integration of thermal energy storage for sustainable energy hubs in the forest industry: A comprehensive analysis of cost, thermodynamic efficiency, and availability, *Heliyon*, t. 10, nr 17, s. e36519, wrz. 2024, doi: 10.1016/j.heliyon.2024.e36519.
- [107] R. I. Areola, A. A. Adebisi, i K. Moloi, Integrated Energy Storage Systems for Enhanced Grid Efficiency: A Comprehensive Review of Technologies and Applications, *Energies*, t. 18, nr 7, s. 1848, kwi. 2025, doi: 10.3390/en18071848.
- [108] Q. Fu, Z. Xing, C. Zhang, i J. Xu, A Review and Prospective Study on Modeling Approaches and Applications of Virtual Energy Storage in Integrated Electric–Thermal Energy Systems, *Energies*, t. 17, nr 16, s. 4099, sie. 2024, doi: 10.3390/en17164099.
- [109] D. Enescu, G. Chicco, R. Porumb, i G. Seritan, Thermal Energy Storage for Grid Applications: Current Status and Emerging Trends, *Energies*, t. 13, nr 2, s. 340, sty. 2020, doi: 10.3390/en13020340.
- [110] S. Tetteh, G. Juul, M. Järvinen, i A. Santasalo-Aarnio, Improved effective thermal conductivity of sand bed in thermal energy storage systems, *Journal of Energy Storage*, t. 86, s. 111350, maj 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.111350.
- [111] K. Lepiksaar, V. Mašatin, E. Latõšov, A. Siirde, i A. Volkova, Improving CHP flexibility by integrating thermal energy storage and power-to-heat technologies into the energy system, *Smart Energy*, t. 2, s. 100022, maj 2021, doi: 10.1016/j.segy.2021.100022.
- [112] W. Kosman, A. Rusin, i P. Reichel, Application of an energy storage system with molten salt to a steam turbine cycle to decrease the minimal acceptable load, *Energy*, t. 266, s. 126480, mar. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2022.126480.
- [113] Ł. Bartela, P. Gladysz, J. Ochmann, S. Qvist, i L. M. Sancho, Repowering a Coal Power Unit with Small Modular Reactors and Thermal Energy Storage, *Energies*, t. 15, nr 16, s. 5830, sie. 2022, doi: 10.3390/en15165830.
- [114] H. Kauko, A. Brækken, i M. Askeland, Flexibility through power-to-heat in local integrated energy systems with renewable electricity generation and seasonal thermal energy storage, *Energy*, t. 313, s. 134017, grudz. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.134017.
- [115] G. F. Frate, L. Ferrari, P. Sdringola, U. Desideri, i A. Sciacovelli, Thermally integrated pumped thermal energy storage for multi-energy districts: Integrated modelling, assessment and comparison with batteries, *Journal of Energy Storage*, t. 61, s. 106734, maj 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.106734.

- 
- [116] E. Douvi *i in.*, Phase change materials in solar domestic hot water systems: A review, *International Journal of Thermofluids*, t. 10, s. 100075, maj 2021, doi: 10.1016/j.ijft.2021.100075.
  - [117] D. Colarossi i P. Principi, Yearly performance of a PV-PCM and water storage for domestic hot water energy demand, *Energy and Buildings*, t. 274, s. 112451, lis. 2022, doi: 10.1016/j.enbuild.2022.112451.
  - [118] A. H. Alami *i in.*, Concentrating solar power (CSP) technologies: Status and analysis, *International Journal of Thermofluids*, t. 18, s. 100340, maj 2023, doi: 10.1016/j.ijft.2023.100340.
  - [119] A. Ferre *i in.*, Experimental study of thermocline behavior under high propagation velocities in a water based thermal energy storage, *Journal of Energy Storage*, t. 125, s. 116921, lip. 2025, doi: 10.1016/j.est.2025.116921.
  - [120] EVN Group. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://evn-waermekraftwerke.at/>
  - [121] Bilfinger SE. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.bilfinger.com/>
  - [122] ORLEN Termika S.A. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://termika.orlen.pl/>
  - [123] A. Abdulsalam, A. Idris, T. A. Mohamed, i A. Ahsan, The development and applications of solar pond: a review, *Desalination and Water Treatment*, t. 53, nr 9, s. 2437–2449, mar. 2015, doi: 10.1080/19443994.2013.870710.
  - [124] Y. Rghif, D. Colarossi, i P. Principi, Salt gradient solar pond as a thermal energy storage system: A review from current gaps to future prospects, *Journal of Energy Storage*, t. 61, s. 106776, maj 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.106776.
  - [125] A. H. Mosaffa i L. G. Farshi, Thermodynamic feasibility evaluation of an innovative salinity gradient solar ponds-based ORC using a zeotropic mixture as working fluid and LNG cold energy, *Applied Thermal Engineering*, t. 186, s. 116488, mar. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116488.
  - [126] A. Zeynali, A. Akbari, i M. Khalilian, Investigation of the performance of modified organic Rankine cycles (ORCs) and modified trilateral flash cycles (TFCs) assisted by a solar pond, *Solar Energy*, t. 182, s. 361–381, kwi. 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.03.001.
  - [127] K. Lepiksaar, G.-M. Kajandi, S. Sukumaran, I. Krupenski, T. Kirs, i A. Volkova, Optimizing solar energy integration in Tallinn's district heating and cooling systems, *Smart Energy*, t. 17, s. 100166, luty 2025, doi: 10.1016/j.segy.2024.100166.
  - [128] K. Johansen i H. Johra, A niche technique overlooked in the Danish district heating sector? Exploring socio-technical perspectives of short-term thermal

- 
- energy storage for building energy flexibility, *Energy*, t. 256, s. 124075, paź. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.124075.
- [129] Vojens Fjernvarme. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.vojensfjernvarme.dk/>
- [130] I. Sifnaios, G. Gauthier, D. Trier, J. Fan, i A. R. Jensen, Dronninglund water pit thermal energy storage dataset, *Solar Energy*, t. 251, s. 68–76, luty 2023, doi: 10.1016/j.solener.2022.12.046.
- [131] I. Sifnaios, S. Furbo, i A. R. Jensen, Monitoring data of the Høje Taastrup water pit thermal energy storage, *Data in Brief*, t. 58, s. 111305, luty 2025, doi: 10.1016/j.dib.2025.111305.
- [132] I. Sifnaios i A. R. Jensen, Performance analysis of the Høje Taastrup water pit thermal energy storage, *Journal of Energy Storage*, t. 131, s. 117504, wrz. 2025, doi: 10.1016/j.est.2025.117504.
- [133] A. Li *i in.*, Performance of a new discharging scheme for water pit thermal energy storage system integrated heat pump, *Energy*, t. 326, s. 136283, lip. 2025, doi: 10.1016/j.energy.2025.136283.
- [134] Ciepłownia Przyszłości, czyli system ciepłowniczy z OZE. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://cieplowniaprzyszlosci.pl/>
- [135] W Lidzbarku Warmińskim powstała Ciepłownia Przyszłości wykorzystująca 100 proc. OZE. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.gov.pl/>
- [136] S. Ananth i P. Selvakumar, Experimental investigation of sand-based sensible heat energy storage system, *Applied Thermal Engineering*, t. 264, s. 125390, kwi. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.125390.
- [137] B. A. A. Yousef, A. Radwan, S. Haridy, i N. Alajmi, Performance evaluation of a sand energy storage unit using response surface methodology, *Energy*, t. 289, s. 129885, luty 2024, doi: 10.1016/j.energy.2023.129885.
- [138] Polar Night Energy Oy. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://polarnightenergy.com/>
- [139] K. El Alami *i in.*, A critical overview of the suitability of natural Moroccan rocks for high temperature thermal energy storage applications: Towards an effective dispatching of concentrated solar power plants, *Journal of Energy Storage*, t. 50, s. 104295, cze. 2022, doi: 10.1016/j.est.2022.104295.
- [140] D. W. Waples i J. S. Waples, A Review and Evaluation of Specific Heat Capacities of Rocks, Minerals, and Subsurface Fluids. Part 1: Minerals and Nonporous Rocks, *Natural Resources Research*, t. 13, nr 2, s. 97–122, cze. 2004, doi: 10.1023/B:NARR.0000032647.41046.e7.

- 
- [141] C. Martin, A. Bonk, M. Braun, C. Odenthal, i T. Bauer, Investigation of the long-term stability of quartzite and basalt for a potential use as filler materials for a molten-salt based thermocline storage concept, *Solar Energy*, t. 171, s. 827–840, wrz. 2018, doi: 10.1016/j.solener.2018.06.090.
- [142] S. Zunft, S. Freund, i E. M. Schlichtenmayer, Large-scale electricity storage with Adiabatic CAES – The ADELE-ING Project, zaprezentowano na Energy Storage Global Conference, Francja, lis. 2014. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://ease-storage.eu/>
- [143] S. Zunft, V. Dreissigacker, M. Bieber, A. Banach, C. Klabunde, i O. Warweg, Electricity storage with adiabatic compressed air energy storage: Results of the BMWi-project ADELE-ING, w *International ETG Congress 2017*, 2017, s. 1–5.
- [144] E. R. Barbour, D. L. Pottie, i P. Eames, Why is adiabatic compressed air energy storage yet to become a viable energy storage option?, *iScience*, t. 24, nr 5, s. 102440, maj 2021, doi: 10.1016/j.isci.2021.102440.
- [145] Siemens Gamesa Renewable Energy. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.siemensgamesa.com/>
- [146] J. Marti, L. Geissbühler, V. Becattini, A. Haselbacher, i A. Steinfeld, Constrained multi-objective optimization of thermocline packed-bed thermal-energy storage, *Applied Energy*, t. 216, s. 694–708, kwi. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.12.072.
- [147] S. Trevisan, W. Wang, R. Guedez, i B. Laumert, Experimental evaluation of an innovative radial-flow high-temperature packed bed thermal energy storage, *Applied Energy*, t. 311, s. 118672, kwi. 2022, doi: 10.1016/j.apenergy.2022.118672.
- [148] I. Ortega-Fernández, A. B. Hernández, Y. Wang, i D. Bielsa, Performance assessment of an oil-based packed bed thermal energy storage unit in a demonstration concentrated solar power plant, *Energy*, t. 217, s. 119378, luty 2021, doi: 10.1016/j.energy.2020.119378.
- [149] A. Ishikawa, M. Hashiba, D. Wada, Z. Liu, i H. Onizuka, Development of Evaluation Technology for Packed Bed Thermal Energy Storage System. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.ih.co.jp/>
- [150] A. König-Haagen, S. Höhle, i D. Brüggemann, Detailed exergetic analysis of a packed bed thermal energy storage unit in combination with an Organic Rankine Cycle, *Applied Thermal Engineering*, t. 165, s. 114583, sty. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114583.
- [151] E. Faust, D. Schlipf, G. Schneider, i H. Maier, Flow modeling of a packed bed high temperature thermal energy storage system, zaprezentowano na SolarPACES 2017: International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, Santiago, Chile, 2018, s. 090008. doi: 10.1063/1.5067102.

- 
- [152] A. Bonk i T. Bauer, Solar Salt - Thermal Property Analysis : Extended Version, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), 2022. doi: 10.57676/3REA-P782.
- [153] Y. Liu *i in.*, Insight into effects of molten KNO<sub>3</sub>-NaNO<sub>2</sub>-NaNO<sub>3</sub> volumetric absorption of solar radiation from different factors by absorption spectroscopy, *Journal of Molecular Liquids*, t. 301, s. 110604, mar. 2020, doi: 10.1016/j.molliq.2019.03.063.
- [154] A. G. Fernández, H. Galleguillos, E. Fuentealba, i F. J. Pérez, Thermal characterization of HITEC molten salt for energy storage in solar linear concentrated technology, *J Therm Anal Calorim*, t. 122, nr 1, s. 3–9, paź. 2015, doi: 10.1007/s10973-015-4715-9.
- [155] J. Xu, W. Liu, Z. Wang, S. Ma, G. Zhao, i Y. Gu, Comparative investigation on the thermodynamic performance of coal-fired power plant integrating with the molten salt thermal storage system, *Journal of Energy Storage*, t. 89, s. 111738, cze. 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.111738.
- [156] J. Wołoszyn, K. Szopa, i G. Czerwiński, Enhanced heat transfer in a PCM shell-and-tube thermal energy storage system, *Applied Thermal Engineering*, t. 196, s. 117332, wrz. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117332.
- [157] J. Zhang *i in.*, Solidification performance improvement of phase change materials for latent heat thermal energy storage using novel branch-structured fins and nanoparticles, *Applied Energy*, t. 342, s. 121158, lip. 2023, doi: 10.1016/j.apenergy.2023.121158.
- [158] V. Safari, B. Kamkari, i A. Gharbi, Wedge-shaped fins to enhance thermal performance of shell and tube heat exchangers containing phase change material: An experimental study, *Thermal Science and Engineering Progress*, t. 49, s. 102474, mar. 2024, doi: 10.1016/j.tsep.2024.102474.
- [159] S. Shoeibi *i in.*, Recent advancements in applications of encapsulated phase change materials for solar energy systems: A state of the art review, *Journal of Energy Storage*, t. 94, s. 112401, lip. 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.112401.
- [160] T. E. Alam, J. S. Dhau, D. Y. Goswami, i E. Stefanakos, Macroencapsulation and characterization of phase change materials for latent heat thermal energy storage systems, *Applied Energy*, t. 154, s. 92–101, wrz. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.04.086.
- [161] M. Xu, C. Shi, P. Li, X. Guo, B. Wang, i D. Zou, Thermal Expansion Challenges and Solution Strategies for Phase Change Material Encapsulation: A Comprehensive Review, *Adv Funct Materials*, t. 34, nr 51, s. 2409884, grudz. 2024, doi: 10.1002/adfm.202409884.
- [162] Y. L. Shao, K. Y. Soh, M. R. Islam, i K. J. Chua, Thermal, exergy and economic analysis of a cascaded packed-bed tank with multiple phase change materials for



- 
- district cooling system, *Energy*, t. 268, s. 126746, kwi. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.126746.
- [163] M. F. Rahi, M. Arıcı, A. M. Abdulateef, i H. Niyas, Numerical investigation and optimization of macro-encapsulated phase change material capsules in building roof slab, *Journal of Energy Storage*, t. 68, s. 107806, wrz. 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.107806.
- [164] E. Arinaitwe, M. McNamee, i M. Försth, Is the fire performance of phase change materials a significant barrier to implementation in building applications?, *Journal of Energy Storage*, t. 94, s. 112421, lip. 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.112421.
- [165] NewHeatIntegrated. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://newheatintegrated.eu/>
- [166] N. Chaiyat, Energy and economic analysis of a building air-conditioner with a phase change material (PCM), *Energy Conversion and Management*, t. 94, s. 150–158, kwi. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.01.068.
- [167] A. Meier, C. Winkler, i D. Wullemmin, Experiment for modelling high temperature rock bed storage, *Solar Energy Materials*, t. 24, nr 1–4, s. 255–264, grudz. 1991, doi: 10.1016/0165-1633(91)90066-T.
- [168] P. Klein, T. H. Roos, i T. J. Sheer, Experimental Investigation into a Packed Bed Thermal Storage Solution for Solar Gas Turbine Systems, *Energy Procedia*, t. 49, s. 840–849, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.091.
- [169] A. L. Avila-Marin, M. Alvarez-Lara, i J. Fernandez-Reche, A Regenerative Heat Storage System for Central Receiver Technology Working with Atmospheric Air, *Energy Procedia*, t. 49, s. 705–714, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.076.
- [170] A. Bruch, S. Molina, T. Esence, J. F. Fourmigué, i R. Couturier, Experimental investigation of cycling behaviour of pilot-scale thermal oil packed-bed thermal storage system, *Renewable Energy*, t. 103, s. 277–285, kwi. 2017, doi: 10.1016/j.renene.2016.11.029.
- [171] A. Bruch, J. F. Fourmigue, R. Couturier, i S. Molina, Experimental and Numerical Investigation of Stability of Packed Bed Thermal Energy Storage for CSP Power Plant, *Energy Procedia*, t. 49, s. 743–751, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.080.
- [172] S. Zunft, M. Hänel, M. Krüger, i V. Dreißigacker, A Design Study for Regenerator-type Heat Storage in Solar Tower Plants—Results and Conclusions of the HOTSPOT Project, *Energy Procedia*, t. 49, s. 1088–1096, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.118.
- [173] J. Haunstetter, M. Krüger, i S. Zunft, Experimental Studies on Thermal Performance and Thermo-Structural Stability of Steelmaking Slag as Inventory

- 
- Material for Thermal Energy Storage, *Applied Sciences*, t. 10, nr 3, s. 931, sty. 2020, doi: 10.3390/app10030931.
- [174] M. Cascetta, G. Cau, P. Puddu, i F. Serra, A Study of a Packed-bed Thermal Energy Storage Device: Test Rig, Experimental and Numerical Results, *Energy Procedia*, t. 81, s. 987–994, grudz. 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.12.157.
- [175] M. Cascetta, G. Cau, P. Puddu, i F. Serra, A comparison between CFD simulation and experimental investigation of a packed-bed thermal energy storage system, *Applied Thermal Engineering*, t. 98, s. 1263–1272, kwi. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.01.019.
- [176] M. Cascetta, F. Serra, S. Arena, E. Casti, G. Cau, i P. Puddu, Experimental and Numerical Research Activity on a Packed Bed TES System, *Energies*, t. 9, nr 9, s. 758, wrz. 2016, doi: 10.3390/en9090758.
- [177] J.-F. Hoffmann, T. Fasquelle, V. Goetz, i X. Py, A thermocline thermal energy storage system with filler materials for concentrated solar power plants: Experimental data and numerical model sensitivity to different experimental tank scales, *Applied Thermal Engineering*, t. 100, s. 753–761, maj 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.01.110.
- [178] J. Edwards i H. Bindra, An experimental study on storing thermal energy in packed beds with saturated steam as heat transfer fluid, *Solar Energy*, t. 157, s. 456–461, lis. 2017, doi: 10.1016/j.solener.2017.08.065.
- [179] B. Yang, Y. Wang, F. Bai, i Z. Wang, Experimental and numerical investigation of a packed-bed thermal energy storage device, zaprezentowano na SOLARPACES 2016: International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, Abu Dhabi, United Arab Emirates, 2017, s. 080027. doi: 10.1063/1.4984448.
- [180] B. Yang, F. Bai, Y. Wang, i Z. Wang, Study on standby process of an air-based solid packed bed for flexible high-temperature heat storage: Experimental results and modelling, *Applied Energy*, t. 238, s. 135–146, mar. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.01.073.
- [181] G. Ruiz i in., Experimental and numerical analysis of the heat transfer in a packed bed exposed to the high thermal radiation flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, t. 136, s. 383–392, cze. 2019, doi: 10.1016/j.jheatmasstransfer.2019.03.009.
- [182] A. Gautam i R. P. Saini, Experimental investigation of heat transfer and fluid flow behavior of packed bed solar thermal energy storage system having spheres as packing element with pores, *Solar Energy*, t. 204, s. 530–541, lip. 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.05.024.

- 
- [183] Y. Qu *i in.*, Cryogenic energy storage characteristics in cascaded packed beds, *Journal of Energy Storage*, t. 73, s. 108867, grudz. 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.108867.
- [184] N. Stathopoulos, N. Papadimitriou, V. Belessiotis, i E. Papanicolaou, Packed Bed Thermocline Thermal Energy Storage for Medium-Temperature Concentrating Solar Systems: Numerical and Experimental Study, *Journal of Power and Energy Engineering*, t. 11, nr 5, 2023, doi: <https://doi.org/10.4236/jpee.2023.115001>.
- [185] R. Kothari *i in.*, Numerical and experimental analysis of instability in high temperature packed-bed rock thermal energy storage systems, *Applied Energy*, t. 358, s. 122535, mar. 2024, doi: 10.1016/j.apenergy.2023.122535.
- [186] Y. Rong, S. Y. Huang, i H. Zhou, Experimental study on storage performance of packed bed solar thermal energy storage system using steel slag, *Journal of Energy Storage*, t. 78, s. 110042, luty 2024, doi: 10.1016/j.est.2023.110042.
- [187] S. N. Sambo, L. Hockaday, T. Seodigeng, i Q. G. Reynolds, Numerical and Experimental Study of Packed Bed Heat Transfer on the Preheating of Manganese Ore with Air up to 600 °C, *Metals*, t. 15, nr 3, s. 269, luty 2025, doi: 10.3390/met15030269.
- [188] M. Díaz-Heras, J. F. Belmonte, i J. A. Almendros-Ibáñez, Effective thermal conductivities in packed beds: Review of correlations and its influence on system performance, *Applied Thermal Engineering*, t. 171, s. 115048, maj 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115048.
- [189] J. Ochmann, M. Jurczyk, K. Rusin, S. Rulik, Ł. Bartela, i W. Uchman, Solution for Post-Mining Sites: Thermo-Economic Analysis of a Large-Scale Integrated Energy Storage System, *Energies*, t. 17, nr 8, s. 1970, kwi. 2024, doi: 10.3390/en17081970.
- [190] Z. Ahmed, A. Constantin, i H. Bindra, The Thermal Response of a Packed Bed Thermal Energy Storage System upon Saturated Steam Injection Using Distributed Temperature Sensing, *Energies*, t. 15, nr 10, s. 3704, maj 2022, doi: 10.3390/en15103704.
- [191] R. Anderson, L. Bates, E. Johnson, i J. F. Morris, Packed bed thermal energy storage: A simplified experimentally validated model, *Journal of Energy Storage*, t. 4, s. 14–23, grudz. 2015, doi: 10.1016/j.est.2015.08.007.
- [192] R. Anderson, S. Shiri, H. Bindra, i J. F. Morris, Experimental results and modeling of energy storage and recovery in a packed bed of alumina particles, *Applied Energy*, t. 119, s. 521–529, kwi. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.01.030.
- [193] Z. Erregueragui, N. Boutammachte, A. Bouatem, O. Merroun, i E. L. M. Zemmouri, Packed-bed Thermal Energy Storage Analysis: Quartzite and Palm-

- 
- Oil Performance, *Energy Procedia*, t. 99, s. 370–379, lis. 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2016.10.127.
- [194] Y. Filali Baba, H. Ajdad, A. A. L. Mers, Y. Grosu, i A. Faik, Multilevel comparison between magnetite and quartzite as thermocline energy storage materials, *Applied Thermal Engineering*, t. 149, s. 1142–1153, luty 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.002.
- [195] K. Liu *i in.*, Characteristics of thermophysical parameters in the Wugongshan area of South China and their insights for geothermal genesis, *Front. Environ. Sci.*, t. 11, s. 1112143, kwi. 2023, doi: 10.3389/fenvs.2023.1112143.
- [196] S. K. Nagaraj, B. M. Nagarajan, i P. Ponnusamy, Performance analysis of solar still with Quartzite rock as a sensible storage medium, *Materials Today: Proceedings*, t. 37, s. 2214–2218, 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2020.07.655.
- [197] R. Tiskatine *i in.*, Suitability and characteristics of rocks for sensible heat storage in CSP plants, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, t. 169, s. 245–257, wrz. 2017, doi: 10.1016/j.solmat.2017.05.033.
- [198] H. Panchal, D. K. Patel, i P. Patel, Theoretical and experimental performance analysis of sandstones and marble pieces as thermal energy storage materials inside solar stills, *International Journal of Ambient Energy*, t. 39, nr 3, s. 221–229, kwi. 2018, doi: 10.1080/01430750.2017.1298059.
- [199] M. E. H. Attia, A. E. Kabeel, A. S. Abdullah, Y. Elmashad, R. Sathyamurthy, i M. Abdelgaied, Optimized construction of marble pieces as thermal storage materials for performance improvement of hemispherical solar distiller, *Journal of Energy Storage*, t. 68, s. 107685, wrz. 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.107685.
- [200] S. Alghamdy, J. E. Alleman, i T. Alowaibdi, Cool white marble pavement thermophysical assessment at Al Masjid Al-Haram, Makkah City, Saudi Arabia, *Construction and Building Materials*, t. 285, s. 122831, maj 2021, doi: 10.1016/j.conbuildmat.2021.122831.
- [201] L. D. Kakoko, Y. A. C. Jande, i T. Kivevele, Experimental Investigation of Soapstone and Granite Rocks as Energy-Storage Materials for Concentrated Solar Power Generation and Solar Drying Technology, *ACS Omega*, t. 8, nr 21, s. 18554–18565, maj 2023, doi: 10.1021/acsomega.3c00314.
- [202] T. Nahhas, X. Py, i N. Sadiki, Experimental investigation of basalt rocks as storage material for high-temperature concentrated solar power plants, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 110, s. 226–235, sie. 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.04.060.
- [203] B. Bouvry *i in.*, Mediterranean basin basalts as potential materials for thermal energy storage in concentrated solar plants, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, t. 171, s. 50–59, lis. 2017, doi: 10.1016/j.solmat.2017.06.030.

- 
- [204] B. Li i F. Ju, Thermal stability of granite for high temperature thermal energy storage in concentrating solar power plants, *Applied Thermal Engineering*, t. 138, s. 409–416, cze. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.071.
- [205] M. Nemś, A. Nemś, i K. Gębarowska, The Influence of the Shape of Granite on the Heat Storage Process in a Rock Bed, *Energies*, t. 13, nr 21, s. 5662, paź. 2020, doi: 10.3390/en13215662.
- [206] C. Forsberg, Low-cost crushed-rock heat storage with oil or salt heat transfer, *Applied Energy*, t. 335, s. 120753, kwi. 2023, doi: 10.1016/j.apenergy.2023.120753.
- [207] B. Li, F. Ju, M. Xiao, i P. Ning, Mechanical stability of granite as thermal energy storage material: An experimental investigation, *Engineering Fracture Mechanics*, t. 211, s. 61–69, kwi. 2019, doi: 10.1016/j.engfracmech.2019.02.008.
- [208] P. Hartlieb, M. Toifl, F. Kuchar, R. Meisels, i T. Antretter, Thermo-physical properties of selected hard rocks and their relation to microwave-assisted comminution, *Minerals Engineering*, t. 91, s. 34–41, maj 2016, doi: 10.1016/j.mineng.2015.11.008.
- [209] S. Khare, M. Dell’Amico, C. Knight, i S. McGarry, Selection of materials for high temperature sensible energy storage, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, t. 115, s. 114–122, sie. 2013, doi: 10.1016/j.solmat.2013.03.009.
- [210] Y. Liu, R. Liu, M. Liu, i J. Chang, Synthesis of SiC@Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> core-shell nanoparticles for dense SiC sintering, *Particuology*, t. 44, s. 80–89, cze. 2019, doi: 10.1016/j.partic.2018.08.010.
- [211] V. Sklabinskyi i in., Pyrocarbon Coating on Granular Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> for HTGR-Type Power Reactor, *Coatings*, t. 13, nr 8, s. 1462, sie. 2023, doi: 10.3390/coatings13081462.
- [212] P. Schwarzmayer, F. Birkelbach, H. Walter, i R. Hofmann, Standby efficiency and thermocline degradation of a packed bed thermal energy storage: An experimental study, *Applied Energy*, t. 337, s. 120917, maj 2023, doi: 10.1016/j.apenergy.2023.120917.
- [213] E. Oró, A. Castell, J. Chiu, V. Martin, i L. F. Cabeza, Stratification analysis in packed bed thermal energy storage systems, *Applied Energy*, t. 109, s. 476–487, wrz. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.12.082.
- [214] Herkam. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://herkam.pl/>
- [215] Firma Handlowo Usługowa «BAZALT». Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.sklep.kamienogrodowy.pl/>
- [216] P.P.H.U. NIKO. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://kamienzdostawa.pl/>

- 
- [217] A. Łosiewicz, P. Taźbierski, i T. Jakubiuk, Metoda obniżenia temperatury spiekania tworzyw alundowych zawierających powyżej 90%  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , *Szkoło i Ceramika*, t. 65, nr 2, s. 10–12, 2014.
- [218] Stiesdal. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.stiesdal.com/>
- [219] Venture Industries Sp. z o. o. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.venture.pl/>
- [220] Lenze Polska Sp. z o.o. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.lenze.com/>
- [221] APLISENS S.A. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://aplisens.pl/>
- [222] Leister Technologies LLC. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.leister.com/>
- [223] Victaulic Company. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.victaulic.com/>
- [224] Termoaparatura Wrocław. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://termoaparatura.com.pl/>
- [225] X. Ma, C. Fan, W. Shao, Q. Cao, i Z. Cui, Numerical and experimental studies of packed bed thermal energy storage system based on a novel transient energy model, *Energy Science & Engineering*, t. 11, nr 2, s. 727–744, luty 2023, doi: 10.1002/ese3.1358.
- [226] K. G. Allen, T. W. Von Backström, i D. G. Kröger, Packed bed pressure drop dependence on particle shape, size distribution, packing arrangement and roughness, *Powder Technology*, t. 246, s. 590–600, wrz. 2013, doi: 10.1016/j.powtec.2013.06.022.
- [227] E. Erdim, Ö. Akgiray, i İ. Demir, A revisit of pressure drop-flow rate correlations for packed beds of spheres, *Powder Technology*, t. 283, s. 488–504, paź. 2015, doi: 10.1016/j.powtec.2015.06.017.
- [228] P. C. Carman, Fluid flow through granular beds, *Chemical Engineering Research and Design*, t. 75, s. S32–S48, grudz. 1997, doi: 10.1016/S0263-8762(97)80003-2.
- [229] E. Ozahi, M. Y. Gundogdu, i M. Ö. Carpinlioglu, A Modification on Ergun's Correlation for Use in Cylindrical Packed Beds With Non-spherical Particles, *Advanced Powder Technology*, t. 19, nr 4, s. 369–381, 2008, doi: 10.1163/156855208X314985.
- [230] Saint-Gobain Construction Products Polska Sp. z o.o. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.isover.pl/>

- 
- [231] C-Therm Technologies Ltd. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://ctherm.com/>
- [232] E. B. E. Hassan i J. Hoffmann, Review on pressure drop through a randomly packed bed of crushed rocks, *Discov Appl Sci*, t. 6, nr 3, s. 126, mar. 2024, doi: 10.1007/s42452-024-05773-w.
- [233] D. Xu *i in.*, The ellipsoidal area ratio: an alternative anisotropy index for diffusion tensor imaging, *Magnetic Resonance Imaging*, t. 27, nr 3, s. 311–323, kwi. 2009, doi: 10.1016/j.mri.2008.07.018.
- [234] S. Ergun, Fluid Flow through Packed Columns, *Chemical Engineering Progress*, t. 48, nr 2, s. 89–94, 1952.
- [235] R. Singh, R. P. Saini, i J. S. Saini, Nusselt number and friction factor correlations for packed bed solar energy storage system having large sized elements of different shapes, *Solar Energy*, t. 80, nr 7, s. 760–771, lip. 2006, doi: 10.1016/j.solener.2005.07.001.
- [236] H. Wadell, Volume, Shape, and Roundness of Quartz Particles, *The Journal of Geology*, t. 43, nr 3, s. 250–280, kwi. 1935, doi: 10.1086/624298.
- [237] D. Halbert i J. Parnell, Thermal conductivity of basalt between 225 and 290 K, *Meteorit & Planetary Scien*, t. 57, nr 8, s. 1617–1626, sie. 2022, doi: 10.1111/maps.13829.
- [238] E. Balkan, K. Erkan, i M. Şalk, Thermal conductivity of major rock types in western and central Anatolia regions, Turkey, *Journal of Geophysics and Engineering*, t. 14, nr 4, s. 909–919, sie. 2017, doi: 10.1088/1742-2140/aa5831.
- [239] B. Eisfeld i K. Schnitzlein, The influence of confining walls on the pressure drop in packed beds, *Chemical Engineering Science*, t. 56, nr 14, s. 4321–4329, lip. 2001, doi: 10.1016/S0009-2509(00)00533-9.
- [240] X. Liu, H. Li, L. Lv, L. Wei, i H. Zhou, Experimental study on single-unit solid particle packed bed for thermal energy storage of extracted steam from thermal power plant to consume more renewable energy, *Particuology*, t. 97, s. 99–116, luty 2025, doi: 10.1016/j.partic.2024.12.007.
- [241] H. Koide *i in.*, Performance analysis of packed bed latent heat storage system for high-temperature thermal energy storage using pellets composed of micro-encapsulated phase change material, *Energy*, t. 238, s. 121746, sty. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2021.121746.
- [242] M. M. S. Al-Azawii, S. F. H. Alhamdi, S. Braun, J.-F. Hoffmann, N. Calvet, i R. Anderson, Thermocline in packed bed thermal energy storage during charge-discharge cycle using recycled ceramic materials - Commercial scale designs at high temperature, *Journal of Energy Storage*, t. 64, s. 107209, sie. 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.107209.

- 
- [243] Y. Filali Baba, A. Al Mers, A. Faik, i A. Bouatem, New insight into thermocline packed bed energy storage systems: Fast algorithm for sizing, *Journal of Energy Storage*, t. 44, s. 103419, grudz. 2021, doi: 10.1016/j.est.2021.103419.
- [244] F. Hernández-Jiménez, R. Pérez-Álvarez, G. López-Quesada, i L. M. García-Gutiérrez, Effect of Biot number on the thermocline evolution of a packed bed TES system, *Journal of Energy Storage*, t. 110, s. 115272, luty 2025, doi: 10.1016/j.est.2024.115272.
- [245] F. Hernández-Jiménez, A. Soria-Verdugo, A. Acosta-Iborra, i D. Santana, Exergy recovery from solar heated particles to supercritical CO<sub>2</sub>, *Applied Thermal Engineering*, t. 146, s. 469–481, sty. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.10.009.
- [246] K. Rusin i in., Influence of geometrical dimensions and particle diameter on exergy performance of packed-bed thermal energy storage, *Energy*, t. 260, s. 125204, grudz. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.125204.
- [247] Els. S. ELSihy, Z. Liao, C. Xu, i X. Du, Dynamic characteristics of solid packed-bed thermocline tank using molten-salt as a heat transfer fluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, t. 165, s. 120677, luty 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120677.
- [248] B. Xie, N. Baudin, J. Soto, Y. Fan, i L. Luo, Experimental and numerical study on the thermocline behavior of packed-bed storage tank with sensible fillers, *Renewable Energy*, t. 209, s. 106–121, cze. 2023, doi: 10.1016/j.renene.2023.03.107.
- [249] D. J. Gunn, Transfer of heat or mass to particles in fixed and fluidised beds, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, t. 21, nr 4, s. 467–476, kwi. 1978, doi: 10.1016/0017-9310(78)90080-7.
- [250] H. Darcy, Les Fontaines Publiques de la Ville de Dijon, *Dalmont*, 1856.
- [251] T. E. W. Schumann, Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism, *Journal of the Franklin Institute*, t. 208, nr 3, s. 405–416, wrz. 1929, doi: 10.1016/S0016-0032(29)91186-8.
- [252] M. Parhizi, M. Torabi, i A. Jain, Local thermal non-equilibrium (LTNE) model for developed flow in porous media with spatially-varying Biot number, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, t. 164, s. 120538, sty. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120538.
- [253] A. Shitzer i M. Levy, Transient Behavior of a Rock-Bed Thermal Storage System Subjected to Variable Inlet Air Temperatures: Analysis and Experimentation, *Journal of Solar Energy Engineering*, t. 105, nr 2, s. 200–206, maj 1983, doi: 10.1115/1.3266366.
- [254] D. E. Beasley i J. A. Clark, Transient response of a packed bed for thermal energy storage, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, t. 27, nr 9, s. 1659–1669, wrz. 1984, doi: 10.1016/0017-9310(84)90278-3.



- 
- [255] X.-L. Ouyang, R.-N. Xu, i P.-X. Jiang, Three-equation local thermal non-equilibrium model for transient heat transfer in porous media: The internal thermal conduction effect in the solid phase, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, t. 115, s. 1113–1124, grudz. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.088.
- [256] B. Birhanu, R. Mozafari, J. Coventry, G. Rosengarten, i A. Mojiri, Impact of heat transfer fluid on thermal characteristics of packed bed thermal energy storage, *Applied Thermal Engineering*, t. 278, s. 127239, lis. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.127239.
- [257] M. Hänchen, S. Brückner, i A. Steinfeld, High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks – Heat transfer analysis and experimental validation, *Applied Thermal Engineering*, t. 31, nr 10, s. 1798–1806, lip. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.034.
- [258] S.-R. Wang i C.-A. Wang, Numerical simulation of convective heat transfer in packed bed using open-source computational fluid dynamics, *Powder Technology*, t. 422, s. 118452, maj 2023, doi: 10.1016/j.powtec.2023.118452.
- [259] R. Kothari, A. La Seta, C. S. Hemmingsen, N. B. Desai, i F. Haglind, Numerical analysis of measures to minimize the thermal instability in high temperature packed-beds for thermal energy storage systems, *Journal of Energy Storage*, t. 94, s. 112431, lip. 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.112431.
- [260] J. Smółka, *Programowanie funkcji własnych użytkownika (user-defined functions) w programie Ansys Fluent: podstawy modelowania numerycznego na przykładzie procesów cieplnych w urządzeniach i maszynach elektrycznych*. Gliwice: Politechnika Śląska. Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki. Instytut Techniki Ciepłej, 2019.
- [261] F. R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *ALAA Journal*, t. 32, nr 8, s. 1598–1605, sie. 1994, doi: 10.2514/3.12149.
- [262] S. Younoussi i A. Ettaouil, Calibration method of the k- $\omega$  SST turbulence model for wind turbine performance prediction near stall condition, *Heliyon*, t. 10, nr 1, s. e24048, sty. 2024, doi: 10.1016/j.heliyon.2024.e24048.
- [263] D. D. Apsley i M. A. Leschziner, Advanced Turbulence Modelling of Separated Flow in a Diffuser, *Flow, Turbulence and Combustion*, t. 63, nr 1–4, s. 81–112, sty. 2000, doi: 10.1023/A:1009930107544.
- [264] Instrukcja Użytkownika ANSYS Fluent. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://www.afs.enea.it/>
- [265] L. H. S. Roblee, R. M. Baird, i J. W. Tierney, Radial porosity variations in packed beds, *AIChE Journal*, t. 4, nr 4, s. 460–464, grudz. 1958, doi: 10.1002/aic.690040415.

- 
- [266] R. F. Benenati i C. B. Brosilow, Void fraction distribution in beds of spheres, *AIChE Journal*, t. 8, nr 3, s. 359–361, cze. 1962, doi: 10.1002/aic.690080319.
- [267] D. Vortmeyer i J. Schuster, Evaluation of steady flow profiles in rectangular and circular packed beds by a variational method, *Chemical Engineering Science*, t. 38, nr 10, s. 1691–1699, 1983, doi: 10.1016/0009-2509(83)85026-X.
- [268] S. M. White i C. L. Tien, Analysis of flow channeling near the wall in packed beds, *Wärme- und Stoffübertragung*, t. 21, nr 5, s. 291–296, wrz. 1987, doi: 10.1007/BF01009290.
- [269] C. G. Du Toit, Radial variation in porosity in annular packed beds, *Nuclear Engineering and Design*, t. 238, nr 11, s. 3073–3079, lis. 2008, doi: 10.1016/j.nucengdes.2007.12.018.
- [270] H. Martin, Low peclet number particle-to-fluid heat and mass transfer in packed beds, *Chemical Engineering Science*, t. 33, nr 7, s. 913–919, 1978, doi: 10.1016/0009-2509(78)85181-1.
- [271] E. Sayar i U. Sari, Nusselt correlation to predict heat transfer from an oscillated vertical annular fluid column through a porous domain, *Heat Mass Transfer*, t. 53, nr 4, s. 1135–1142, kwi. 2017, doi: 10.1007/s00231-016-1887-1.
- [272] N. Wakao, S. Kaguei, i T. Funazkri, Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds, *Chemical Engineering Science*, t. 34, nr 3, s. 325–336, 1979, doi: 10.1016/0009-2509(79)85064-2.
- [273] G. D. Raithby i K. G. T. Hollands, A General Method of Obtaining Approximate Solutions to Laminar and Turbulent Free Convection Problems, w *Advances in Heat Transfer*, t. 11, Elsevier, 1975, s. 265–315. doi: 10.1016/S0065-2717(08)70076-5.
- [274] E. Achenbach, Heat and flow characteristics of packed beds, *Experimental Thermal and Fluid Science*, t. 10, nr 1, s. 17–27, sty. 1995, doi: 10.1016/0894-1777(94)00077-L.
- [275] E. M. Sparrow i J. L. Gregg, Laminar-Free-Convection Heat Transfer From the Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder, *Journal of Fluids Engineering*, t. 78, nr 8, s. 1823–1828, lis. 1956, doi: 10.1115/1.4014194.
- [276] S. K. S. Boetcher, *Natural Convection from Circular Cylinders*. w SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology. Cham: Springer International Publishing, 2014. doi: 10.1007/978-3-319-08132-8.
- [277] S. W. Churchill i H. Ozoe, A Correlation for Laminar Free Convection From a Vertical Plate, *Journal of Heat Transfer*, t. 95, nr 4, s. 540–541, lis. 1973, doi: 10.1115/1.3450105.

- 
- [278] Physical properties data for basalt, Departament Handlu Stanów Zjednoczonych, USA, 1982. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://nvlpubs.nist.gov/>
- [279] A. C. Waters, Stratigraphic and lithologic variations in the Columbia River basalt, *American Journal of Science*, t. 259, nr 8, s. 583–611, paź. 1961, doi: 10.2475/ajs.259.8.583.
- [280] D. P. Bentz i K. Prasad, Thermal Performance of Fire Resistive Materials I. Characterization with Respect to Thermal Performance Models, Departament Handlu Stanów Zjednoczonych, 2007. Dostęp: 1 wrzesień 2025. [Online]. Dostępne na: <https://nvlpubs.nist.gov/>
- [281] M. D. Hossain *i in.*, Thermal and Pyrolysis Kinetics Analysis of Glass Wool and XPS Insulation Materials Used in High-Rise Buildings, *Fire*, t. 6, nr 6, s. 231, cze. 2023, doi: 10.3390/fire6060231.
- [282] J. N. Sweet, E. P. Roth, i M. Moss, Thermal conductivity of Inconel 718 and 304 stainless steel, *Int J Thermophys*, t. 8, nr 5, s. 593–606, wrz. 1987, doi: 10.1007/BF00503645.
- [283] P. Schwarzmayer, F. Birkelbach, H. Walter, i R. Hofmann, Exergy efficiency and thermocline degradation of a packed bed thermal energy storage in partial cycle operation: An experimental study, *Applied Energy*, t. 360, s. 122895, kwi. 2024, doi: 10.1016/j.apenergy.2024.122895.
- [284] M. Shcherbakov, A. Brebels, N. L. Shcherbakova, A. Tyukov, T. A. Janovsky, i V. A. Kamaev, A survey of forecast error measures, *World Applied Sciences Journal*, t. 24, s. 171–176, sty. 2013, doi: 10.5829/idosi.wasj.2013.24.itmies.80032.
- [285] D. A. Swanson, J. Tayman, i T. M. Bryan, MAPE-R: a rescaled measure of accuracy for cross-sectional subnational population forecasts, *J Pop Research*, t. 28, nr 2–3, s. 225–243, wrz. 2011, doi: 10.1007/s12546-011-9054-5.
- [286] A. Singhal, S. Cloete, S. Radl, R. Quinta-Ferreira, i S. Amini, Heat transfer to a gas from densely packed beds of monodisperse spherical particles, *Chemical Engineering Journal*, t. 314, s. 27–37, kwi. 2017, doi: 10.1016/j.cej.2016.12.124.
- [287] V. Gnielinski, Wärme- und Stoffübertragung in Festbetten, *Chemie Ingenieur Technik*, t. 52, nr 3, s. 228–236, sty. 1980, doi: 10.1002/cite.330520306.
- [288] S. Whitaker, Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles, *AIChE Journal*, t. 18, nr 2, s. 361–371, mar. 1972, doi: 10.1002/aic.690180219.
- [289] D. J. Gunn i M. N. Sabri, A distributed model for liquid-phase heat transfer in fixed beds, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, t. 30, nr 8, s. 1693–1702, sie. 1987, doi: 10.1016/0017-9310(87)90315-2.

- 
- [290] R. S. Abdulmohsin i M. H. Al-Dahhan, Characteristics of convective heat transport in a packed pebble-bed reactor, *Nuclear Engineering and Design*, t. 284, s. 143–152, kwi. 2015, doi: 10.1016/j.nucengdes.2014.11.041.
- [291] M. Kaviany, *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. w Mechanical Engineering Series. New York, NY: Springer New York, 1995. doi: 10.1007/978-1-4612-4254-3.
- [292] T. Atmakidis i E. Y. Kenig, CFD-based analysis of the wall effect on the pressure drop in packed beds with moderate tube/particle diameter ratios in the laminar flow regime, *Chemical Engineering Journal*, t. 155, nr 1–2, s. 404–410, grudz. 2009, doi: 10.1016/j.cej.2009.07.057.
- [293] R. Mohanty, S. Mohanty, i B. K. Mishra, Study of flow through a packed bed using discrete element method and computational fluid dynamics, *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, t. 63, s. 71–80, cze. 2016, doi: 10.1016/j.jtice.2016.03.025.
- [294] M. E. Skuntz, D. Perera, J. E. Maneval, J. D. Seymour, i R. Anderson, Melt-front propagation and velocity profiles in packed beds of phase-change materials measured by magnetic resonance imaging, *Chemical Engineering Science*, t. 190, s. 164–172, lis. 2018, doi: 10.1016/j.ces.2018.06.019.
- [295] X. Liu, B. Qin, Q. Zhang, G. Ye, X. Zhou, i W. Yuan, Optimizing catalyst supports at single catalyst pellet and packed bed reactor levels: A comparison study, *AIChE Journal*, t. 67, nr 8, s. e17163, sie. 2021, doi: 10.1002/aic.17163.
- [296] Z. Sun i in., Numerical calculation of flow and reaction safety with different particle sizes in a fixed bed reactor for propene epoxidation with H<sub>2</sub> and O<sub>2</sub>, *Chemical Engineering Science*, t. 277, s. 118777, sie. 2023, doi: 10.1016/j.ces.2023.118777.
- [297] K. Rai, R. T. Johns, M. Delshad, L. W. Lake, i A. Goudarzi, Oil-recovery predictions for surfactant polymer flooding, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, t. 112, s. 341–350, grudz. 2013, doi: 10.1016/j.petrol.2013.11.028.
- [298] R. H. Myers, D. C. Montgomery, i C. M. Anderson-Cook, *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. John Wiley & Sons, 2016.
- [299] J. Ochmann, K. Rusin, M. Jurczyk, S. Rulik, i Ł. Bartela, Theory of time constant correlation of a porous bed thermal energy storage tank - Experimental and numerical proof of concept, *Energy*, t. 308, s. 132956, lis. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.132956.
- [300] I. Calderón-Vásquez, F. G. Battisti, R. Escobar, i J. M. Cardemil, Operational dynamics of packed-bed thermal energy storage: A novel approach to monitor its thermal state, *Journal of Energy Storage*, t. 129, s. 116954, wrz. 2025, doi: 10.1016/j.est.2025.116954.

- 
- [301] E. Borri, A. Tafone, G. Comodi, A. Romagnoli, i L. F. Cabeza, Compressed Air Energy Storage—An Overview of Research Trends and Gaps through a Bibliometric Analysis, *Energies*, t. 15, nr 20, s. 7692, paź. 2022, doi: 10.3390/en15207692.
  - [302] E. Bazdar, M. Sameti, F. Nasiri, i F. Haghighat, Compressed air energy storage in integrated energy systems: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 167, s. 112701, paź. 2022, doi: 10.1016/j.rser.2022.112701.
  - [303] P. Roos i A. Haselbacher, Analytical modeling of advanced adiabatic compressed air energy storage: Literature review and new models, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 163, s. 112464, lip. 2022, doi: 10.1016/j.rser.2022.112464.
  - [304] N. Courtois, M. Najafiyazdi, R. Lotfalian, R. Boudreault, i M. Picard, Analytical expression for the evaluation of multi-stage adiabatic-compressed air energy storage (A-CAES) systems cycle efficiency, *Applied Energy*, t. 288, s. 116592, kwi. 2021, doi: 10.1016/j.apenergy.2021.116592.
  - [305] A. M. Ali, A. Bagdanavicius, E. R. Barbour, D. L. Pottie, i S. Garvey, Numerical analysis of the thermal performance of packed bed thermal energy storage in adiabatic compressed air energy storage systems, *Applied Thermal Engineering*, t. 275, s. 126893, wrz. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.126893.
  - [306] J. D. Wojcik i J. Wang, Feasibility study of Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) power plant integration with Adiabatic Compressed Air Energy Storage (ACAES), *Applied Energy*, t. 221, s. 477–489, lip. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.03.089.
  - [307] L. Chen, Y. Wang, M. Xie, K. Ye, i S. Mohtaram, Energy and exergy analysis of two modified adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) system for cogeneration of power and cooling on the base of volatile fluid, *Journal of Energy Storage*, t. 42, s. 103009, paź. 2021, doi: 10.1016/j.est.2021.103009.
  - [308] S. Waniczek, System magazynowania energii w sprężonym powietrzu sprofilowany na potrzeby dużych jednostek wytwórczych. Gliwice, 2023.
  - [309] A. Sciacovelli i in., Dynamic simulation of Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) plant with integrated thermal storage – Link between components performance and plant performance, *Applied Energy*, t. 185, s. 16–28, sty. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.10.058.
  - [310] N. Hartmann, O. Vöhringer, C. Kruck, i L. Eltrop, Simulation and analysis of different adiabatic Compressed Air Energy Storage plant configurations, *Applied Energy*, t. 93, s. 541–548, maj 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.12.007.
  - [311] I. Ortega-Fernández, S. A. Zavattoni, J. Rodríguez-Aseguinolaza, B. D'Aguanno, i M. C. Barbato, Analysis of an integrated packed bed thermal energy storage system for heat recovery in compressed air energy storage

- 
- technology, *Applied Energy*, t. 205, s. 280–293, lis. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.07.039.
- [312] E. W. Lemmon, R. T. Jacobsen, S. G. Penoncello, i D. G. Friend, Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, t. 29, nr 3, s. 331–385, maj 2000, doi: 10.1063/1.1285884.
- [313] E. W. Lemmon i R. T. Jacobsen, Viscosity and Thermal Conductivity Equations for Nitrogen, Oxygen, Argon, and Air, *International Journal of Thermophysics*, t. 25, nr 1, s. 21–69, sty. 2004, doi: 10.1023/B:IJOT.0000022327.04529.f3.
- [314] S. L. Dixon i C. A. Hall, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*, Seventh edition. Amsterdam ; Boston: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2014.
- [315] C. Guo *i in.*, Comprehensive exergy analysis of the dynamic process of compressed air energy storage system with low-temperature thermal energy storage, *Applied Thermal Engineering*, t. 147, s. 684–693, sty. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.10.115.
- [316] W. Wang, R. Cai, i N. Zhang, General characteristics of single shaft microturbine set at variable speed operation and its optimization, *Applied Thermal Engineering*, t. 24, nr 13, s. 1851–1863, wrz. 2004, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2003.12.012.
- [317] H. Safaei i M. J. Aziz, Thermodynamic Analysis of Three Compressed Air Energy Storage Systems: Conventional, Adiabatic, and Hydrogen-Fueled, *Energies*, t. 10, nr 7, s. 1020, lip. 2017, doi: 10.3390/en10071020.
- [318] B. Xie, N. Baudin, J. Soto, Y. Fan, i L. Luo, Wall impact on efficiency of packed-bed thermocline thermal energy storage system, *Energy*, t. 247, s. 123503, maj 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.123503.
- [319] B. Zohuri, *Thermal-Hydraulic Analysis of Nuclear Reactors*. Cham: Springer International Publishing, 2017. doi: 10.1007/978-3-319-53829-7.
- [320] Y. A. Çengel i A. J. Ghajar, *Heat and mass transfer: fundamentals & applications*, Fifth edition. New York, NY: McGraw Hill Education, 2015.

## Spis rysunków

|                                                                                                                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Rysunek 1.1</b> Koncepcja wykorzystania poeksploatacyjnego szybu górniczego jako rezerwuaru sprężonego powietrza w systemie A-CAES18                                                             |    |
| <b>Rysunek 1.2</b> Schemat diabatyicznego systemu CAES (D-CAES) .....                                                                                                                               | 26 |
| <b>Rysunek 1.3</b> Schemat adiabatycznego systemu CAES .....                                                                                                                                        | 28 |
| <b>Rysunek 1.4</b> Schemat izotermicznego systemu CAES (I-CAES) .....                                                                                                                               | 29 |
| <b>Rysunek 1.5</b> Liczba zidentyfikowanych szybów w podziale na regiony górnicze.....                                                                                                              | 31 |
| <b>Rysunek 1.6</b> Lokalizacje zidentyfikowanych szybów górniczych na obszarze Górnośląsko-Zagłębiowskiej Metropolii oraz części województwa małopolskiego .....                                    | 32 |
| <b>Rysunek 1.7</b> Lokalizacje zidentyfikowanych szybów górniczych na obszarze Rybnickiego Zagłębia Węglowego .....                                                                                 | 33 |
| <b>Rysunek 1.8</b> Lokalizacje zidentyfikowanych szybów górniczych na obszarze Lubelskiego Zagłębia Węglowego.....                                                                                  | 34 |
| <b>Rysunek 1.9</b> Lokalizacje zidentyfikowanych szybów górniczych na obszarze Legnicko-Głogowskiego Okręgu Miedziowego.....                                                                        | 35 |
| <b>Rysunek 1.10</b> Koncepcja bezprzeponowego zasobnika ciepła ze złożem akumulacyjnym. Kolor czerwony – wysoka temperatura nośnika ciepła; Kolor niebieski – niska temperatura nośnika ciepła..... | 43 |
| <b>Rysunek 2.1</b> Wizualizacja eksperymentalnie badanych geometrii zasobnika ciepła.....                                                                                                           | 53 |
| <b>Rysunek 2.2</b> Maksymalny zakres stosowalności temperaturowej wybranych materiałów akumulacyjnych w badaniach eksperymentalnych .....                                                           | 57 |
| <b>Rysunek 2.3</b> Średnia objętościowa pojemność cieplna właściwa wybranych materiałów akumulacyjnych.....                                                                                         | 58 |
| <b>Rysunek 2.4</b> Średni współczynnik przewodzenia ciepła wybranych materiałów akumulacyjnych.....                                                                                                 | 59 |
| <b>Rysunek 2.5</b> Średnia cena wybranych materiałów akumulacyjnych .....                                                                                                                           | 60 |
| <b>Rysunek 2.6</b> Wizualizacja stanowiska eksperymentalnego – strzałka czerwona reprezentuje kierunek przepływu powietrza w czasie ładowania                                                       |    |

zasobnika ciepła; strzałka niebieska reprezentuje kierunek przepływu powietrza w czasie etapu rozładowywania zasobnika ciepła..... 63

**Rysunek 2.7** Komponenty stanowiska laboratoryjnego: (a) dmuchawa wraz z układem zasilania i sterowania; (b) kryza pomiarowa i elektryczna nagrzewnica powietrza; (c) układ zaworów; (d) zasobnik ciepła z wypełnieniem akumulacyjnym – widok od góry bez zainstalowanej komory wlotowej ..... 65

**Rysunek 2.8** Stanowisko laboratoryjne z wykorzystaniem zasobnika TES: (a) Wariant I; (b) Wariant II; (c) Wariant III..... 70

**Rysunek 2.9** Analizator C-Therm TCI [231] ..... 72

**Rysunek 2.10** Gryś bazaltowy wykorzystany w badaniach eksperymentalnych: (a) granulacja 8 – 16 mm; (b) granulacja 16 – 22 mm ..... 73

**Rysunek 2.11** Oznaczenie wymiarów charakterystycznych badanych kamieni ..... 73

**Rysunek 2.12** Rozkład liczebności próbek dla różnych średnic ekwiwalentnych badanych próbek grysu bazaltowego (frakcja drobna) .. 76

**Rysunek 2.13** Rozkład liczebności próbek dla różnych średnic ekwiwalentnych badanych próbek grysu bazaltowego (frakcja gruba) ..... 77

**Rysunek 2.14** Koncepcja ciągłego rozkładu temperatury materiału skalnego w czasie pomiarów eksperymentalnych..... 80

**Rysunek 2.15** Charakterystyka przyrostu temperatury materiału skalnego we wskazanych punktach pomiarowych..... 83

**Rysunek 2.16** Przebieg bezwymiarowej temperatury powietrza wlotowego do zasobnika ciepła w funkcji bezwymiarowego czasu dla etapu ładowania oraz bezwymiarowej temperatury powietrza wylotowego w funkcji bezwymiarowego czasu dla etapu rozładowywania..... 84

**Rysunek 2.17** Temperatura powietrza wlotowego, wartość straty wylotowej oraz stopień naładowania zasobnika ciepła w czasie etapu ładowania ..... 86

**Rysunek 2.18** Zależność bezwymiarowej straty wylotowej od stopnia naładowania zasobnika TES: (a) Wariant I zasobnika; (b) Wariant II zasobnika; (c) Wariant III zasobnika..... 87



**Rysunek 2.19** Zależność wystąpienia progowej wartości straty wylotowej z zasobnika ciepła w zależności od gęstości strumienia masowego powietrza oraz średnicy ekwiwalentnej elementów materiału skalnego .. 88

**Rysunek 2.20** Czas osiągnięcia poziomów stopnia naładowania zasobnika ciepła  $\theta_{TES}$  w funkcji strumienia masowego powietrza: (a) Wariant I zasobnika ciepła; (b) Wariant II zasobnika ciepła; (c) Wariant III zasobnika ciepła..... 90

**Rysunek 2.21** Bezwymiarowy rozkład temperatury materiału akumulacyjnego z oznaczeniem strefy termokliny (kolor żółty) oraz punktów charakterystycznych..... 94

**Rysunek 2.22** Bezwymiarowa długość stref temperaturowych w czasie cyklu zasobnika ciepła: kolor czerwony – strefa wysokiej temperatury  $L_{max}$ ; kolor zielony – strefa termokliny  $L_T$ ; kolor niebieski: strefa minimalnej temperatury  $L_{min}$  ..... 95

**Rysunek 2.23** Bezwymiarowe długości stref dla trzech wariantów zasobnika ciepła w funkcji czasu etapu ładowania ((a) – (c)) oraz stopnia naładowania ((d) – (f)) dla zbliżonych wartości strumienia masowego powietrza: kolor czerwony – strefa wysokiej temperatury; kolor zielony – strefa termokliny; kolor niebieski – strefa minimalnej temperatury ..... 96

**Rysunek 2.24** Bezwymiarowe długości stref dla trzech wariantów zasobnika ciepła w funkcji czasu etapu ładowania ((a) – (c)) oraz stopnia naładowania ((d) – (f)) dla zbliżonych wartości gęstości strumienia przepływającego powietrza: kolor czerwony – strefa wysokiej temperatury; kolor zielony – strefa termokliny; kolor niebieski – strefa minimalnej temperatury..... 98

**Rysunek 2.25** Wpływ strumienia masowego powietrza w czasie etapu ładowania na długość termokliny dla Wariantu I zasobnika: (a) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji czasu etapu ładowania; (b) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji stopnia naładowania zasobnika ..... 100

**Rysunek 2.26** Wpływ strumienia masowego powietrza w czasie etapu ładowania na długość termokliny dla Wariantu II zasobnika: (a) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji czasu etapu ładowania;

(b) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji stopnia naładowania zasobnika.....102

**Rysunek 2.27** Wpływ strumienia masowego powietrza w czasie etapu ładowania na długość termokliny dla Wariantu III zasobnika:  
(a) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji czasu etapu ładowania;  
(b) bezwymiarowa długość termokliny w funkcji stopnia naładowania zasobnika.....104

**Rysunek 2.28** Spadek ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła.....106

**Rysunek 2.29** Porównanie wyników eksperymentalnych wartości spadku ciśnienia i wyników obliczeniowych: (a) Równanie Erguna [234]; (b) Równanie Carmana [228]; (c) Równanie Ozahiego [229] .....108

**Rysunek 2.30** Wartość spadku ciśnienia powietrza wraz z oznaczeniem maksymalnej niepewności pomiarowej.....109

**Rysunek 2.31** Wartość spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła w funkcji stopnia naładowania  $\theta_{TES}$ .....110

**Rysunek 3.1** Wizualizacja przekształcenia domeny obliczeniowej ze wskazaniem jej podziału na strefy .....118

**Rysunek 3.2** Wizualizacja domeny obliczeniowej ze wskazaniem krawędzi domeny obliczeniowej i odpowiadającym im warunków brzegowych.....119

**Rysunek 3.3** Porównanie korelacji na rozkład promieniowy porowatości złoża akumulacyjnego .....125

**Rysunek 3.4** Wartości RMSPE dla badanych siatek numerycznych:  
(a) osiowy rozkład temperatury materiału akumulacyjnego;  
(b) promieniowy rozkład prędkości przepływu powietrza .....137

**Rysunek 3.5** Wartości RMSPE dla badanych kroków czasowych symulacji: (a) osiowy rozkład temperatury materiału akumulacyjnego; (b) promieniowy rozkład prędkości przepływu powietrza .....138

**Rysunek 3.6** Porównanie średnich wartości RMSPE pomiędzy wynikami badań eksperymentalnych oraz numerycznych, otrzymanymi z wykorzystaniem wskazanych korelacji na liczbę kryterialną Nusselta.143

|                                                                                                                                                                                                                                                                                      |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Rysunek 3.7</b> Przykładowy przebieg temperatury materiału skalnego w punkcie pomiarowym – porównanie wyników badań eksperymentalnych i numerycznych .....                                                                                                                        | 144 |
| <b>Rysunek 3.8</b> Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej: $T_{a\max} = 349,25\text{ K}$ , $\dot{m}_a = 0,046\text{ kg/s}$ .....  | 148 |
| <b>Rysunek 3.9</b> Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej: $T_{a\max} = 349,25\text{ K}$ , $\dot{m}_a = 0,046\text{ kg/s}$ .....            | 148 |
| <b>Rysunek 3.10</b> Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej: $T_{a\max} = 336,75\text{ K}$ , $\dot{m}_a = 0,065\text{ kg/s}$ ..... | 149 |
| <b>Rysunek 3.11</b> Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej: $T_{a\max} = 336,75\text{ K}$ , $\dot{m}_a = 0,065\text{ kg/s}$ .....           | 149 |
| <b>Rysunek 3.12</b> Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej: $T_{a\max} = 361,75\text{ K}$ , $\dot{m}_a = 0,062\text{ kg/s}$ ..... | 150 |
| <b>Rysunek 3.13</b> Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej: $T_{a\max} = 361,75\text{ K}$ , $\dot{m}_a = 0,062\text{ kg/s}$ .....           | 150 |
| <b>Rysunek 3.14</b> Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej: $T_{a\max} = 344,85\text{ K}$ , $\dot{m}_a = 0,063\text{ kg/s}$ ..... | 151 |
| <b>Rysunek 3.15</b> Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania                                                                                                                                                 |     |

zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  
 $T_{a\max} = 344,85\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,063\text{ kg/s}$  ..... 151

**Rysunek 3.16** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  
 $T_{a\max} = 353,55\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,068\text{ kg/s}$  ..... 152

**Rysunek 3.17** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  
 $T_{a\max} = 353,55\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,068\text{ kg/s}$  ..... 152

**Rysunek 3.18** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych temperatury materiału akumulacyjnego w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  
 $T_{a\max} = 351,15\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,045\text{ kg/s}$  ..... 153

**Rysunek 3.19** Porównanie rezultatów badań numerycznych i eksperymentalnych spadku ciśnienia powietrza w czasie etapu ładowania zasobnika ciepła; parametry charakterystyczne serii pomiarowej:  
 $T_{a\max} = 351,15\text{ K}$ ,  $\dot{m}_a = 0,045\text{ kg/s}$  ..... 153

**Rysunek 3.20** Porównanie temperatury materiału akumulacyjnego dla serii eksperymentalnej W2: (a) po 1000 s etapu ładowania, (b) po 2000 s etapu ładowania; (I) wyniki analiz numerycznych, (II) wyniki badań eksperymentalnych ..... 155

**Rysunek 3.21** Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku ciepła o średnicy 213 mm przy strumieniu powietrza równym  $\dot{m}_a = 0,03\text{ kg/s}$ : (I) po 1000 s etapu ładowania; (II) po 2000 s etapu ładowania; (III) po zakończeniu etapu ładowania; (IV) po 1000 s etapu rozładowywania; (V) po 2000 s etapu rozładowywania; (VI) po zakończeniu etapu rozładowywania ..... 156

**Rysunek 3.22** Wpływ prędkości przepływu powietrza na rozkład temperatury materiału skalnego ..... 158

**Rysunek 3.23** Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku ciepła o średnicy 267 mm przy strumieniu powietrza równym  $\dot{m}_a = 0,03\text{ kg/s}$ : (I) po 1000 s etapu ładowania; (II) po 2000 s etapu ładowania; (III) po zakończeniu etapu ładowania; (IV) po 1000 s etapu

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| rozładowywania; (V) po 2000 s etapu rozładowywania;<br>(VI) po zakończeniu etapu rozładowywania .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 160 |
| <b>Rysunek 3.24</b> Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego<br>w zasobniku ciepła o średnicy 349 mm przy strumieniu powietrza równym<br>$\dot{m}_a = 0,03$ kg/s: (I) po 1000 s etapu ładowania; (II) po 2000 s etapu<br>ładowania; (III) po zakończeniu etapu ładowania; (IV) po 1000 s etapu<br>rozładowywania; (V) po 2000 s etapu rozładowywania;<br>(VI) po zakończeniu etapu rozładowywania ..... | 161 |
| <b>Rysunek 3.25</b> Bezwymiarowe objętości stref dla trzech wariantów<br>zasobnika ciepła w funkcji czasu etapu ładowania ((a) – (c)) oraz stopnia<br>naładowania ((d) – (f)) dla strumienia masowego powietrza równego<br>0,030 kg/s: kolor czerwony – strefa wysokiej temperatury; kolor zielony –<br>strefa termokliny; kolor niebieski – strefa minimalnej temperatury .....                            | 164 |
| <b>Rysunek 3.26</b> Wpływ strumienia masowego powietrza w czasie etapu<br>ładowania na objętość termokliny: (a) – (c) w funkcji czasu etapu<br>ładowania, (d) – (f) w funkcji stopnia naładowania zasobnika ciepła. Kolor<br>niebieski - $\dot{m}_a = 0,025$ kg/s; kolor zielony - $\dot{m}_a = 0,030$ kg/s; kolor szary -<br>$\dot{m}_a = 0,035$ kg/s; kolor żółty - $\dot{m}_a = 0,040$ kg/s .....        | 166 |
| <b>Rysunek 3.27</b> Bezwymiarowa temperatura powietrza wylotowego<br>z zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania przy strumieniu<br>powietrza równym $\dot{m}_a = 0,030$ kg/s .....                                                                                                                                                                                                                    | 167 |
| <b>Rysunek 3.28</b> Wartość spadku ciśnienia w czasie cyklu działania<br>rozpatrywanych wariantów zasobnika ciepła przy strumieniu powietrza<br>równym $\dot{m}_a = 0,030$ kg/s .....                                                                                                                                                                                                                       | 169 |
| <b>Rysunek 3.29</b> Wyniki analizy wielowariantowej badanych wariantów<br>zasobnika ciepła .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                            | 171 |
| <b>Rysunek 3.30</b> Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego wzdłuż<br>osi symetrii zasobnika ciepła (Wariant I) w zależności długości etapu<br>magazynowania ciepła .....                                                                                                                                                                                                                              | 172 |
| <b>Rysunek 3.31</b> Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego wzdłuż<br>osi symetrii zasobnika ciepła (Wariant II) w zależności długości etapu<br>magazynowania ciepła .....                                                                                                                                                                                                                             | 173 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Rysunek 3.32</b> Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego wzdłuż osi symetrii zasobnika ciepła (Wariant III) w zależności długości etapu magazynowania ciepła.....                                                                                                                                                                        | 174 |
| <b>Rysunek 3.33</b> Spadek sprawności egzergetycznej cykli zasobnika ciepła po uwzględnieniu etapu magazynowania ciepła.....                                                                                                                                                                                                                     | 176 |
| <b>Rysunek 3.34</b> Rozkład temperatury materiału akumulacyjnego w zasobniku ciepła o średnicy 213 mm po 2000 sekundach etapu ładowania przy strumieniu powietrza równym $\dot{m}_a = 0,030$ kg/s: (I) $D_p = 14$ mm; (II) $D_p = 18$ mm; (III) $D_p = 22$ mm; (IV) $D_p = 26$ mm;..                                                             | 177 |
| <b>Rysunek 3.35</b> Bezwymiarowa objętość termokliny w funkcji: (a) czasu etapu ładowania zasobnika ciepła; (b) stopnia naładowania zasobnika ciepła.....                                                                                                                                                                                        | 178 |
| <b>Rysunek 3.36</b> Temperatura powietrza wylotowego z zasobnika ciepła w czasie etapu rozładowywania dla różnych wartości średnicy elementu złoża skalnego $D_p$ .....                                                                                                                                                                          | 179 |
| <b>Rysunek 3.37</b> Wpływ średnicy elementów akumulacyjnych $D_p$ na zmianę: (a) sprawności egzergetycznej cyklu pracy układu $\eta_{ex}$ ; (b) sprawności egzergetycznej cyklu pracy zasobnika $H_{ex}$ dla strumienia masowego powietrza $\dot{m}_a = 0,030$ kg/s i długości trwania etapów ładowania i rozładowywania $\tau_e = 3000$ s ..... | 181 |
| <b>Rysunek 4.1</b> Wpływ strumienia masowego powietrza oraz średnicy materiału akumulacyjnego na wyjściowe parametry optymalizacji .....                                                                                                                                                                                                         | 191 |
| <b>Rysunek 4.2</b> Wpływ długości zasobnika ciepła oraz średnicy materiału akumulacyjnego na wyjściowe parametry optymalizacji .....                                                                                                                                                                                                             | 192 |
| <b>Rysunek 4.3</b> Wpływ długości zasobnika ciepła oraz strumienia masowego powietrza na wyjściowe parametry optymalizacji .....                                                                                                                                                                                                                 | 193 |
| <b>Rysunek 4.4</b> Wrażliwość parametrów wyjściowych na charakterystyczne parametry zasobnika ciepła .....                                                                                                                                                                                                                                       | 194 |
| <b>Rysunek 4.5</b> Stopień naładowania zasobnika ciepła w czasie cyklicznej pracy.....                                                                                                                                                                                                                                                           | 196 |
| <b>Rysunek 4.6</b> Zmiana bezwymiarowych objętości stref temperaturowych w czasie pełnego cyklu wariantu optymalnego: (a) 1. cykl pracy; (b) 10. cykl pracy; kolor czerwony - strefa maksymalnej temperatury, kolor zielony - strefa termokliny, kolor niebieski - strefa minimalnej temperatury .....                                           | 197 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                            |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Rysunek 4.7</b> Porównanie parametrów charakterystycznych zasobnika TES dla 1. oraz 10. cyklu pracy: (a) rozkład temperatury materiału akumulacyjnego po etapie ładowania oraz na końcu cyklu; (b) temperatura powietrza wylotowego w czasie etapu rozładowywania ..... | 199 |
| <b>Rysunek 4.8</b> Przykładowy profil przyrostu stopnia naładowania zasobnika ciepła w czasie etapu ładowania: (I) etap akumulacji, (II) etap dopełnienia .....                                                                                                            | 201 |
| <b>Rysunek 4.9</b> Wartość parametru $\tau_{0,70}$ w funkcji czasu osiągnięcia $\theta_{TES} = 0,70$ dla przeprowadzonych serii numerycznych.....                                                                                                                          | 203 |
| <b>Rysunek 4.10</b> Porównanie wartości $\tau_{0,70}$ w funkcji stopnia naładowania $\theta_{TES}$ dla wielowariantowej analizy eksperymentalnej.....                                                                                                                      | 204 |
| <b>Rysunek 4.11</b> Numeryczny stopień naładowania zasobnika TES: (a) $\dot{m}_a = 0,074$ kg/s, (b) $\dot{m}_a = 0,079$ kg/s, (c) $\dot{m}_a = 0,085$ kg/s; linia zielona - wyniki numeryczne, linia niebieska – wartość funkcji aproksymującej.....                       | 206 |
| <b>Rysunek 4.12</b> Eksperymentalny stopień naładowania zasobnika TES: (a) $\dot{m}_a = 0,036$ kg/s, (b) $\dot{m}_a = 0,029$ kg/s, (c) $\dot{m}_a = 0,048$ kg/s; linia zielona - wyniki numeryczne, linia niebieska – wartość funkcji aproksymującej.....                  | 207 |
| <b>Rysunek 5.1</b> Schemat badanego numerycznie układu A-CAES .....                                                                                                                                                                                                        | 214 |
| <b>Rysunek 5.2</b> Parametry sprężarki powietrza: (a) zredukowany stosunek ciśnień; (b) zredukowana sprawność wewnętrzna .....                                                                                                                                             | 222 |
| <b>Rysunek 5.3</b> Zredukowane wartości sprawności wewnętrznej ekspandera w zależności od parametrów operacyjnych.....                                                                                                                                                     | 222 |
| <b>Rysunek 5.4</b> Rozkład temperatury materiału skalnego w zasobniku TES w czasie etapu ładowania systemu A-CAES.....                                                                                                                                                     | 225 |
| <b>Rysunek 5.5</b> Zmiana stopnia naładowania zasobnika TES w trakcie cyklicznej pracy systemu A-CAES .....                                                                                                                                                                | 227 |
| <b>Rysunek 5.6</b> Temperatura powietrza wylotowego z zasobnika TES w czasie etapu rozładowywania w zależności od cyklu działania systemu A-CAES.....                                                                                                                      | 228 |
| <b>Rysunek 5.7</b> Spadek ciśnienia powietrza przepływającego przez TES oraz ciśnienie powietrza w zbiorniku szybowym w czasie cyklu działania                                                                                                                             |     |

---

systemu A-CAES: (1) etap ładowania, (2) etap magazynowania, (3) etap rozładowywania, (4) etap spoczynkowy .....230

**Rysunek 5.8** Moc maszyn przepływowych oraz konsumpcja i produkcja energii elektrycznej w czasie cyklu działania systemu A-CAES: (1) etap ładowania, (2) etap magazynowania, (3) etap rozładowywania, (4) etap spoczynkowy .....231

**Rysunek 5.9** Schemat ideowy modelu zasobnika ciepła utworzonego w Matlab R2022b .....233

**Rysunek 5.10** Schemat modelu numerycznego w programie Matlab dla etapu ładowania systemu A-CAES .....236

**Rysunek 5.11** Rozkład temperatury złoża akumulacyjnego w czasie etapu ładowania systemu A-CAES: (I) 25% czasu etapu ładowania; (II) 50% czasu etapu ładowania; (III) 75% czasu etapu ładowania; (IV) 100% czasu etapu ładowania .....237

**Rysunek 5.12** Porównanie profili temperatury powietrza wylotowego z zasobnika TES na etapie rozładowywania systemu A-CAES otrzymanego przy wykorzystaniu modelu ANSYS Fluent oraz Matlab 238

**Rysunek 5.13** Porównanie profili temperatury powietrza wylotowego z zasobnika TES na etapie ładowania systemu A-CAES otrzymanego przy wykorzystaniu modelu ANSYS Fluent oraz Matlab .....239

**Rysunek 5.14** Produkcja energii elektrycznej przez system A-CAES w zależności od maksymalnego ciśnienia powietrza.....242

**Rysunek 5.15** Produkcja energii elektrycznej przez system A-CAES w zależności od głębokości wykorzystanego szybu górniczego.....243

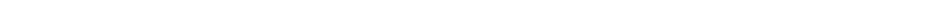
**Rysunek 5.16** Wartość spadku ciśnienia powietrze przepływającego przez zasobnik TES w czasie etapu ładowania i rozładowywania w zależności od jego średnicy .....244

**Rysunek 5.17** Liczebność potencjalnych systemów A-CAES wykorzystujących poeksploatacyjne szyby górnicze w zależności od produkcji energii elektrycznej.....246



## Spis tabel

|                                                                                                                                               |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Tabela 2.1</b> Przegląd wybranych badań eksperymentalnych skupionych na zasobnikach ciepła wypełnionych złożem porowatym .....             | 50  |
| <b>Tabela 2.2</b> Wartości parametrów charakterystycznych badanych eksperymentalnie zasobników ciepła.....                                    | 53  |
| <b>Tabela 2.3</b> Wyniki oceny kryterialnej potencjalnych materiałów przeznaczonych do magazynowania ciepła .....                             | 61  |
| <b>Tabela 2.4</b> Zidentyfikowane błędy i maksymalna niepewność pomiaru temperatury.....                                                      | 66  |
| <b>Tabela 2.5</b> Zidentyfikowane błędy i maksymalna niepewność pomiaru spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez zasobnik ciepła..... | 67  |
| <b>Tabela 2.6</b> Parametry charakterystyczne badanych złóż skalnych .....                                                                    | 79  |
| <b>Tabela 3.1</b> Założenia do wielowariantowej analizy numerycznej.....                                                                      | 134 |
| <b>Tabela 3.2</b> Charakterystyka badanych siatek numerycznych .....                                                                          | 135 |
| <b>Tabela 3.3</b> Parametry charakterystyczne wybranych serii eksperymentalnych – wybór korelacji na liczbę Nusselta .....                    | 140 |
| <b>Tabela 3.4</b> Parametry charakterystyczne wybranych serii eksperymentalnych – walidacja modelu numerycznego.....                          | 146 |
| <b>Tabela 4.1</b> Parametry charakterystyczne wytypowanego punktu .....                                                                       | 195 |
| <b>Tabela 4.2</b> Porównanie wartości wskaźników oceny działania układu oraz zasobnika ciepła .....                                           | 200 |
| <b>Tabela 5.1</b> Wybrane prace na temat modelowania systemu A-CAES.....                                                                      | 211 |
| <b>Tabela 5.2</b> Średnie wartości parametrów termodynamicznych w punktach charakterystycznych systemu A-CAES.....                            | 215 |
| <b>Tabela 5.3</b> Porównanie wykorzystanych modeli numerycznych systemu A-CAES .....                                                          | 217 |
| <b>Tabela 5.4</b> Założenia do modelowania numerycznego systemu A-CAES .....                                                                  | 223 |
| <b>Tabela 5.5</b> Udziały stref temperaturowych w objętości zasobnika ciepła .....                                                            | 226 |
| <b>Tabela 5.6</b> Wyniki analiz numerycznych z uwzględnieniem wytypowanych szybów górniczych .....                                            | 245 |



## Streszczenie

### **Analiza cieplno-przepływowa zasobnika ciepła ze złożem porowatym przewidzianego do zastosowania w adiabatycznym systemie magazynowania energii w sprężonym powietrzu**

Transformacja polskiego systemu elektroenergetycznego, ukierunkowana na dekarbonizację sektora wytwórczego, generuje rosnące zapotrzebowanie na wielkoskalowe systemy magazynowania energii elektrycznej. Plan badawczy, stanowiący podstawę niniejszej rozprawy doktorskiej, opracowano w oparciu o opatentowaną koncepcję wykorzystania poeksploatacyjnego szybu górniczego jako rezerwuaru sprężonego gazu w adiabatycznym systemie magazynowania energii w sprężonym powietrzu (A-CAES). Zgodnie z założeniami tej koncepcji, szyb górniczy pełni równocześnie funkcję przestrzeni zabudowy zasobnika ciepła (TES), którego geometria istotnie odbiega od dotychczas stosowanych rozwiązań technologicznych w zakresie swojej smukłości.

Wysoka smukłość zasobnika ciepła o stałym wypełnieniu akumulacyjnym, wynikająca z ograniczonej średnicy szybu górniczego, została zidentyfikowana jako kluczowa luka badawcza. Rozprawa obejmuje trzy główne obszary badawcze: (1) eksperymentalne badania zasobnika ciepła w trzech wariantach geometrycznych, (2) wielowariantowe analizy numeryczne i optymalizację konstrukcji zasobnika TES oraz (3) numeryczne badania adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu.

Badania eksperymentalne przeprowadzono na autorskim stanowisku pomiarowym, w którego skład wchodziły trzy zasobniki ciepła o identycznej objętości złoża akumulacyjnego, lecz różnej smukłości. Kampania pomiarowa została rozszerzona o badania z zastosowaniem wypełnienia w formie grysłu bazaltowego o dwóch różnych granulacjach. Szeroki zakres konfiguracji stanowiska laboratoryjnego umożliwił szczegółową analizę wpływu parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych – takich jak smukłość zasobnika, granulacja materiału akumulacyjnego oraz strumień masowy nośnika ciepła – na jego

charakterystyki operacyjne. Analizie poddano m.in. spadek ciśnienia powietrza w złożu, czas osiągnięcia progowej wartości straty wylotowej, dynamikę przyrostu stopnia naładowania podczas etapu ładowania oraz ewolucję strefy termokliny oraz stref maksymalnej i minimalnej temperatury.

Wielowariantowe badania numeryczne zasobnika ciepła w skali laboratoryjnej przeprowadzono z wykorzystaniem zmodyfikowanego modelu opracowanego w środowisku ANSYS Fluent, którego dokładność potwierdzono w procesie walidacji z wynikami eksperymentalnymi dla wszystkich badanych konfiguracji. Obliczenia numeryczne umożliwiły rozszerzenie wniosków z badań eksperymentalnych, zwłaszcza w zakresie rozwoju strefy termokliny w funkcji parametrów operacyjnych zasobnika. Wyniki te posłużyły również do określenia sprawności energetycznej i egzenergetycznej cyklu zasobnika TES oraz całego układu magazynowania energii.

W procesie optymalizacji przyjęto maksymalizację sprawności egzenergetycznej zasobnika TES jako funkcję celu. Wytypowany wariant optymalny poddano analizie cyklicznej pracy, uwzględniającej wpływ ciepła rezydualnego na osiągane sprawności energetyczne i egzenergetyczne. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń opracowano metodykę wyznaczania przyjętej wartości stopnia naładowania magazynu, której osiągnięcie umożliwia zakończenie etapu ładowania i ograniczenie straty wylotowej z zasobnika.

Numeryczne badania adiabatycznego systemu magazynowania energii w sprężonym powietrzu przeprowadzono dla trzech modeli różniących się stopniem szczegółowości opisu procesów wymiany ciepła i przepływu powietrza w złożu akumulacyjnym. Uzyskane charakterystyki operacyjne wielkoskalowego zasobnika TES umożliwiły wykonanie wielowariantowych analiz systemu A-CAES.

Wyniki badań eksperymentalnych i numerycznych jednoznacznie wykazały wpływ parametrów charakterystycznych zasobnika ciepła – takich jak jego smukłość i średnica elementów materiału akumulacyjnego – na parametry operacyjne układu. Ponadto oszacowano

---

potencjał implementacji systemów A-CAES z wykorzystaniem poeksploatacyjnych szybów górniczych w Polsce spełniających minimalne wymagania geometryczne. Wykazano, że stworzenie sieci magazynów energii elektrycznej opartych na infrastrukturze pogórnictwa może w istotny sposób przyczynić się do zwiększenia elastyczności i stabilności Krajowego Systemu Elektroenergetycznego (KSE).



---

## Abstract

### **Thermal–fluid analysis of a packed-bed Thermal Energy Storage for application in an Adiabatic Compressed Air Energy Storage System**

The transformation of the Polish Power System, aimed at the decarbonization of the generation sector, generates an increasing demand for large-scale energy storage systems. The research plan forming the basis of this doctoral dissertation was developed on the foundation of a patented concept that utilizes a post-mining shaft as a compressed gas reservoir in an adiabatic compressed air energy storage system (A-CAES). According to this concept, the mining shaft simultaneously serves as the installation space for a thermal energy storage (TES), whose geometry significantly differs from conventional technological solutions in terms of its slenderness.

The high slenderness ratio of the thermal energy storage unit with a fixed packed bed, resulting from the limited diameter of the mining shaft, was identified as a key research gap. The dissertation encompasses three principal research areas: (1) experimental studies of the thermal energy storage tank in three geometric variants, (2) multivariate numerical analyses and optimization of the TES design, and (3) numerical investigations of the adiabatic compressed air energy storage system.

The experimental studies were conducted on a in-house test stand comprising three thermal energy storage tanks with identical packed bed volumes but differing slenderness ratios. The measurement campaign was extended to include tests using basalt rocks as the storage material with two different particle size distributions. The wide range of laboratory configurations enabled a detailed analysis of the influence of design and operational parameters – such as storage tanks slenderness, particle size of the storage material, and mass flow rate of the heat transfer fluid – on the operational characteristics of the TES. The analysis included, among others, the pressure drop of the airflow through the bed, the time required to reach the threshold outlet loss, the dynamics of the state of charge

during the charging stage, and the evolution of the thermocline region as well as maximum and minimum temperature zones.

The multivariate numerical studies of the laboratory-scale thermal energy storage unit were performed using a modified model developed in ANSYS Fluent, the accuracy of which was validated against experimental results for all tested configurations. The numerical simulations extended the conclusions from the experimental campaign, particularly regarding the development of the thermocline region as a function of the TES operating parameters. The obtained results were also used to determine the energy and exergy efficiencies of the TES cycle and the overall energy storage system.

In the optimization process, the maximization of the TES exergy efficiency was adopted as the objective function. The selected optimal configuration was analyzed under cyclic operation, considering the effect of residual heat on the achievable energy and exergy efficiencies. Based on the performed simulations, a methodology was proposed for determining the target state of charge that marks the completion of the charging stage, thereby minimizing outlet losses from the storage tank.

The numerical analyses of the adiabatic compressed air energy storage system were carried out for three models differing in the level of detail used to describe heat transfer and airflow processes within the packed bed. The obtained operational characteristics of the large-scale TES enabled multivariate analyses of the A-CAES system.

The results of the experimental and numerical investigations clearly demonstrated the influence of key TES parameters – such as its slenderness and the particle diameter of the packed bed material – on the operational performance of the system. Furthermore, the potential for implementing A-CAES systems utilizing post-mining shafts in Poland that meet the minimum geometric requirements was assessed. It was shown that the development of a network of energy storage facilities based on post-mining infrastructure could significantly contribute to enhancing the flexibility and stability of the Polish Power System.