



Numeryczna analiza ładowania zbiornika gorącej wody o pojemności cieplnej 75 MWh

Patryk Peret

Politechnika Krakowska,
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki,
Katedra Procesów Ciepłych, Ochrony Powietrza i Utylizacji Odpadów
e-mail: patryk.peret0425@doktorant.pk.edu.pl

Streszczenie

W niniejszym opracowaniu przedstawiono opis techniczny oraz charakterystykę pracy układu akumulacji ciepła na terenie jednej z polskich elektrowni. Źródłem ciepła współpracującym z omawianą instalacją są agregaty kogeneracyjne, złożone z silników gazowych o łącznej mocy cieplnej 8 MWt i łącznej mocy elektrycznej 8 MWe. Całkowita pojemność cieplna beciśnieniowego akumulatora gorącej wody wynosi 75 MWh. Ważnym zagadnieniem w przypadku zbiorników na gorącą wodę jest stratyfikacja termiczna, spowodowana różnicą gęstości między wodą o wyższej temperaturze, zlokalizowaną w górnej części akumulatora ciepła a wodą zimniejszą, w jego dolnej części. W artykule zaprezentowano wyniki analizy numerycznej, opartej na osiowosymetrycznym modelu zbiornika gorącej wody, przy użyciu oprogramowania Ansys Fluent. Symulacje za pomocą metody Computational Fluid Dynamics (CFD) przeprowadzono dla procesu ładowania akumulatora ciepła trwającego, 10 godz. Przeanalizowany został wpływ gęstości siatki obliczeniowej na otrzymywane rezultaty. Wyniki porównano z danymi pomiarowymi z elektrowni. Uwzględnione zostały straty ciepła ze zbiornika gorącej wody oraz przedstawiona charakterystyka gęstości strumienia ciepła traconego do otoczenia.

Słowa kluczowe: akumulator ciepła, stratyfikacja termiczna, analiza numeryczna

1. Wprowadzenie

W ostatnich latach znacznie wzrosło zainteresowanie wykorzystywaniem zbiorników gorącej wody jako magazynów energii. Jest to spowodowane w głównej mierze zmianami, jakie zachodzą na rynku energii elektrycznej, a w szczególności wzrostem produkcji z odnawialnych źródeł energii (OZE). Wykorzystanie zbiorników bezciśnieniowych jest najprostszym oraz najtańszym sposobem akumulacji ciepła w sposób krótkoterminowy. Badania prowadzone na całym świecie dotyczą głównie zagadnień związanych z magazynowaniem oraz zarządzaniem energią w postaci ciepła na potrzeby budynków jednorodzinnych, wielorodzinnych oraz dużych zbiorników gorącej wody, wykorzystywanych w elektrowniach, ciepłowniach i elektrociepłowniach.

Akumulatory ciepła to najczęściej pionowe, cylindryczne, naziemne zbiorniki stalowe izolowane termicznie. W zależności od przeznaczenia, zbiorniki te mogą osiągać wysokość od kilkudziesięciu centymetrów do kilkudziesięciu metrów, a ich pojemność może przekraczać kilkadziesiąt tysięcy metrów sześciennych. W celu zwiększenia efektywności energetycznej akumulatorów ciepła wykorzystuje się stratyfikację termiczną (zjawisko uwarstwienia termicznego) [1]. Uwarstwienie termiczne wynika ze zróżnicowania gęstości wody gorącej i zimnej. Między tymi warstwami powstaje strefa przejściowa, zwana termokliną. W zbiornikach bezciśnieniowych różnica temperatur między wodą gorącą a zimną wynosi od 30 do 45°C, a natomiast w przypadku zbiorników ciśnieniowych różnica temperatur może osiągać maksymalnie wartość 55°C [1].

Szczególnie duże zainteresowanie magazynowaniem ciepłej wody związane jest z rozwojem kolektorów słonecznych. Burzliwy rozwój tej gałęzi energetyki spowodował konieczność badań nad efektywnością akumulacji ciepła, która zależy od grubości termokliny. W literaturze można znaleźć wiele prac dotyczących badań stratyfikacji. Prace te dotyczą w większości wpływu parametrów geometrycznych, takich jak kształt i lokalizacja dyszy wlotowej czy kształt zbiornika oraz zastosowania dodatkowych płyt, poprawiających separację na wysokości strefy przejściowej. W pracy [2] zaprezentowano wyniki badań wpływu kształtu dyszy wlotowej na uwarstwienie termiczne. Autorzy zaprezentowali w niej wyniki analiz CFD wpływu kształtu wlotu dla zbiornika ciepłej wody użytkowej. Kurson i Okten [3] badali zależność stratyfikacji od kąta pochylenia zbiornika prostopadłościennego dla różnych smukłości zbiornika. Wyniki badań numerycznych (zweryfikowanych doświadczalnie) nowej konstrukcji wlotu do zbiornika zaprezentowano w artykule [4]. Autorzy przeprowadzili szereg symulacji CFD dla różnych warunków przepływu, które zostały zweryfikowane doświadczalnie. Podobne badania zostały przedstawione w [5]. Gomez i in. [6] badali wpływ zastosowania dodatkowego małego zbiornika wody na wlocie do właściwe-

go akumulatora na uwarstwienie termiczne. Z kolei w artykule [7] zaprezentowane zostały wyniki badań różnych konfiguracji wlotu, zlokalizowanego w powierzchni bocznej i w osi zbiornika oraz wykorzystania płyty separującej wewnątrz zbiornika. Wyniki badań porównane zostały z wynikami uzyskanymi przez Zachara [8]. Dziesięć różnych geometrii zbiornika przedstawionych zostało w pracy Yanga [9]. W analizach tych geometrii wykorzystano model numeryczny, uwzględniający straty ciepła i pokazano zmiany rozkładu temperatury wody w zbiorniku po kilku godzinach postoju.

W ostatnich latach można zauważyć wzrost zainteresowania dużymi zasobnikami ciepłej wody, w celu poprawy dostaw ciepła do odbiorców. W artykule [10] przedstawiono analizy numeryczne dwuwymiarowych pól temperatury i prędkości w pionowych cylindrycznych akumulatorach ciepła o dużej objętości, stosowanych w ciepłownictwie komunalnym. Przeprowadzono symulacje numeryczne, w celu zbadania wpływu kształtu zasobnika ciepła (stosunek wysokości do średnicy), odległości dyfuzora od górnej części zbiornika, różnicy temperatur między ciepłą i zimną wodą oraz zmiany przepływu objętościowego na stratyfikację w akumulatorze ciepła. Dokładność modelu numerycznego zweryfikowano poprzez porównanie wyników obliczeń numerycznych z wynikami pomiarów z literatury.

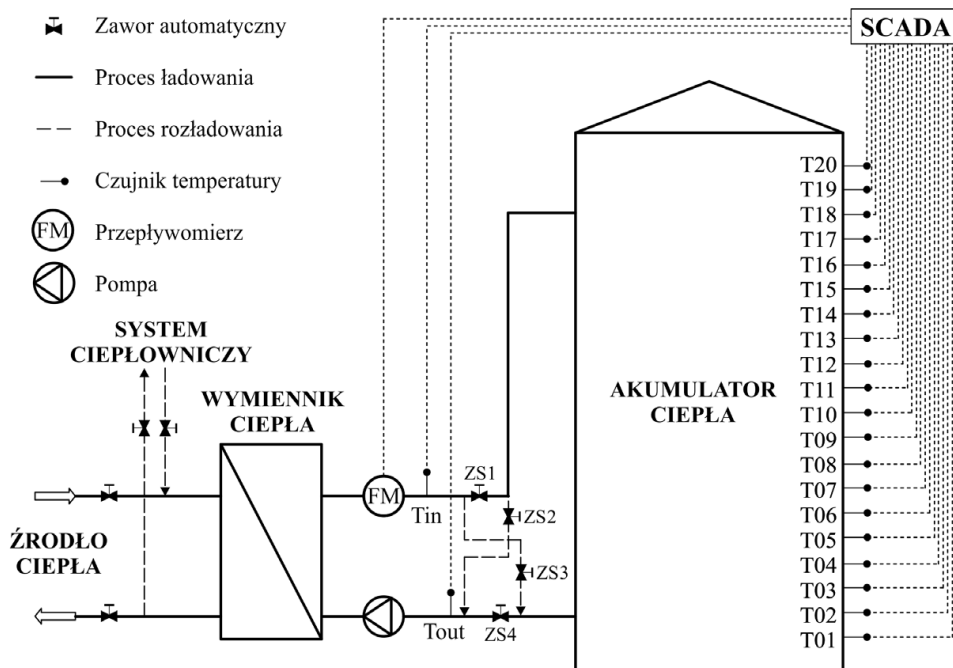
Obecnie trwają intensywne prace nad poprawą elastyczności elektrowni ciepłych, w związku z szybkim rozwojem małych jednostek wytwórczych opartych na odnawialnych źródłach energii. W artykule [11] przedstawiono analizę możliwości wykorzystania zbiorników ciśnieniowych gorącej wody, w celu poprawy dynamiki bloku energetycznego o mocy 200 MW. Dzięki zainstalowaniu zbiorników ciśnieniowych przepływ energii dostarczanej do kotła wraz z paliwem wykorzystywany jest nie tylko do produkcji energii elektrycznej, ale również do ogrzewania wody w zbiornikach ciśnieniowych. Podczas ładowania takiego zasobnika, przy tej samej mocy cieplnej kotła, moc na generatorze elektrycznym będzie mniejsza. W okresach zwiększonego zapotrzebowania na energię elektryczną istnieje możliwość zamknięcia upustów regeneracyjnych, a ciepło zmagazynowane w zbiorniku może zostać wykorzystane do zasilenia parownika kotła.

W artykule wykorzystano model osiowo-symetryczny do rozwiązania zadania ładowania zasobnika gorącej wody. Wykorzystanie dwuwymiarowej domeny obliczeniowej pozwoliło znacznie skrócić czas symulacji, w stosunku do modeli trójwymiarowych. Poprawność zastosowanej metody obliczeń została potwierdzona dobrą zgodnością wyników z danymi pomiarowymi z rzeczywistego obiektu. Prezentowane w literaturze rozwiązania dotyczą przypadków idealnych, w których temperatura i strumień masowy wody na wlocie ma stałą wartość. W odróżnieniu od przypadków analizowanych w literaturze, zastosowany został zależny od wysokości początkowy rozkład temperatury wody w zasobniku.

2. Opis techniczny systemu akumulacji ciepła

Na rysunku 1 przedstawiono schemat układu magazynowania ciepła ze zbiornikiem gorącej wody, który jest eksploatowany na terenie jednej z polskich elektrociepłowni.

Układ magazynowania energii termicznej jest systemem pośrednim, a woda cyrkulująca w obiegu między wymiennikiem ciepła a zbiornikiem ogrzewana jest przez wodę sieciową, która wykorzystywana jest do odbierania ciepła z procesu chłodzenia silników gazowych. Rolę akumulatora ciepła pełni pionowy, cylindryczny zbiornik stalowy o wysokości 20 m oraz średnicy wewnętrznej zbiornika równej 11 m. Zasobnik wypełniony wodą jest połączony w obiegu zamkniętym z wymiennikiem ciepła, który stanowi rozdzielenie hydrauliczne między wodą sieciową a wodą zmagazynowaną w akumulatorze. Wymiennik ten jest wymiennikiem przeciwprądowym o mocy 15 MW.



Rys. 1. Schemat ideowy systemu magazynowania ciepła

Przepływ wody między wspomnianym wymiennikiem a akumulatorem ciepła jest wymuszony przez pompę, która zamontowana jest na rurociągu, doprowadzającym czynnik magazynujący ciepło do wymiennika akumulatora. Maksymalne dopuszczalne natężenie objętościowe wody przepływającej przez pompę wynosi $210 \text{ m}^3/\text{h}$.

Funkcję poduszki gazowej pełni para wodna o ciśnieniu $0,3 \text{ MPa}$ i temperaturze 105°C . W okresie zimowym na terenie omawianej elektrociepłowni eksploatowane są kotły parowe typu OR64. Para wyprodukowana w tych kotłach, po przejściu przez stacje redukcyjno-schładzającą, doprowadzana

jest do górnej części zbiornika. Poza sezonem grzewczym para wodna jest produkowana w wytwornicy pary wodnej, zabudowanej w budynku sąsiadującym z halą z silnikami kogeneracyjnymi.

Głównymi odbiorcami produkowanego ciepła są gospodarstwa ogrodnicze (GO), miejska sieć ciepłownicza (MSC) oraz specjalna strefa ekonomiczna (SSE). Z tego powodu system ciepłowniczy dzieli się na trzy osobne sieci ciepłownicze, indywidualne dla każdego odbiorcy.

Do sterowania kierunkiem przepływu wody w obiegu akumulatora ciepła służą zawory sterujące, oznaczone na rysunku symbolem „ZS”. W przypadku przejmowania ciepła przez zimną wodę pobraną z dolnej części zbiornika, otwarte zostają zawory „ZS1” oraz „ZS4”. Pozostałe dwa zawory pozostają zamknięte, aż do zmiany trybu pracy układu. Woda sieciowa kierowana jest do wymiennika akumulatora z upustów, znajdujących się na rurociągach zasilających trzech głównych odbiorców ciepła.

Woda obiegowa w systemie ciepłowniczym po ochłodzeniu w wymienniku ciepła kierowana jest do zbiorczego kolektora dla wszystkich rurociągów powrotnych z sieci ciepłowniczych, należących do wymienionych odbiorców ciepła. Stamtąd woda kierowana jest do wymienników ciepła, gdzie woda sieciowa jest podgrzewana i kierowana jest do kolektora rozdzielającego na zasilaniu.

Odzysk zakumulowanej energii termicznej odbywa się poprzez przepływ ciepła w odwrotnym kierunku, niż w przypadku ładowania. Gorąca woda zmagazynowana w zbiorniku pobierana jest z górnej części i przepływając przez wymiennik akumulatora jest schładzana, a następnie zawracana do dolnej części akumulatora ciepła. Układ ustawiany jest w tryb rozładowania poprzez zamknięcie zaworów „ZS1” oraz „ZS4” i otwarcie pozostałych dwóch zaworów po stronie wtórnej wymiennika akumulatora ciepła.

3. Dane techniczne akumulatora ciepła

Omawiany akumulator ciepła można zaliczyć do grupy akumulatorów ciepła jawnego, zgodnie z klasyfikacją podaną w [12] oraz [13]. Czynnikiem magazynującym ciepło jest woda. Zbiorniki wody gorącej są kwalifikowane jako średniokresowe magazyny energii, ale w tym szczególnym przypadku jest to krótkookresowy akumulator ciepła, ponieważ eksploatowany jest w cyklu dobowym. Ze względu na parametry pracy wynoszące 98°C/50°C można zbiornik zakwalifikować jako średniotemperaturowy magazyn energii termicznej.

Pojemność robocza zbiornika wynosi 1800 m³. Ze względu na objętość akumulowanego czynnika zbiornik można zakwalifikować do średnich akumulatorów ciepła. W tym akumulatorze ciepła można zgromadzić 75 MWh energii termicznej. Część walcowa zbiornika ma wysokość 20 m i średnicę

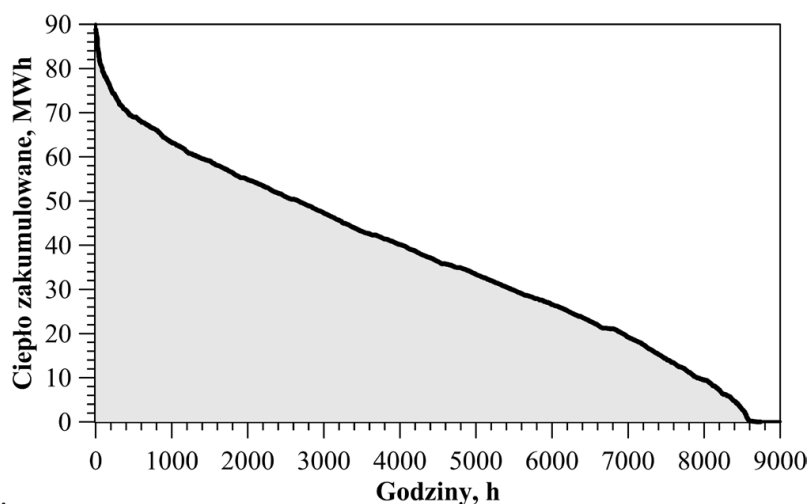
wewnętrzną równą 11 m. Jest to konstrukcja spawana, wykonana ze stali konstrukcyjnej S355. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe dane techniczne analizowanego akumulatora ciepła.

Tabela 1. Dane techniczne akumulatora ciepła

Parametr	Wartość	Jednostka
Pojemność cieplna	75	MWh
Pojemność robocza	1 800	m ³
Średnica wewnętrzna zbiornika	11,0	m
Grubość izolacji cieplnej	0,02	m
Wysokość części cylindrycznej	20,0	m
Stal konstrukcyjna	S355	–
Temperatura wody gorącej	98	°C
Temperatura wody zimnej	50	°C
Sposób połączenia z siecią ciepłowniczą	pośredni	–

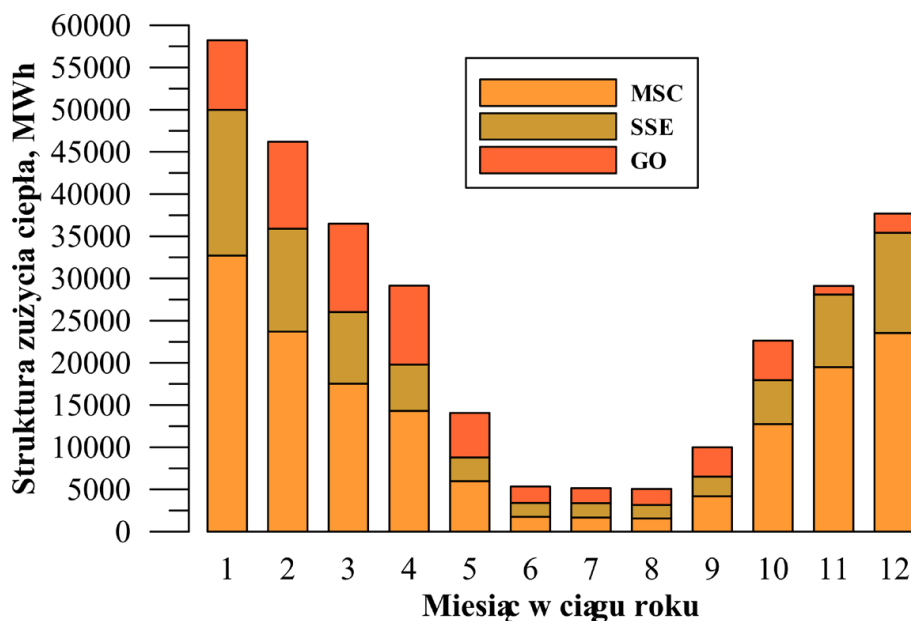
4. Charakterystyka pracy układu akumulacji ciepła

Rysunek 2 przedstawia uporządkowany wykres chwilowej ilości zakumulowanego ciepła w omawianym zbiorniku gorącej wody. Dane, dotyczące ilości zmagazynowanego ciepła, zostały pobrane z systemu SCADA (z ang. *Supervisory Control And Data Acquisition*) z częstotliwością jednej godziny. Analizując wykres można zauważyć, że układ akumulacji ciepła pracuje przez cały rok. Zauważono także, że może zachodzić chwilowe przeciążenie układu, z uwagi na fakt przekroczenia maksymalnej możliwej do zmagazynowania ilości ciepła. Czas tego przeciążenia wyniósł 210 godzin w 2017 r. W krótkim okresie (przez 55 h/a) zbiornik pozostawał całkowicie rozładowany – ilość zakumulowanego ciepła była równa 0 MWh.



Rys. 2. Uporządkowany wykres zakumulowanego ciepła w zbiorniku gorącej wody

Na rysunku 3 przedstawiono strukturę zużycia energii termicznej przez odbiorców ciepła dla każdego miesiąca w ciągu roku.



Rys. 3. Miesięczna struktura zapotrzebowania na ciepło przez głównych odbiorców

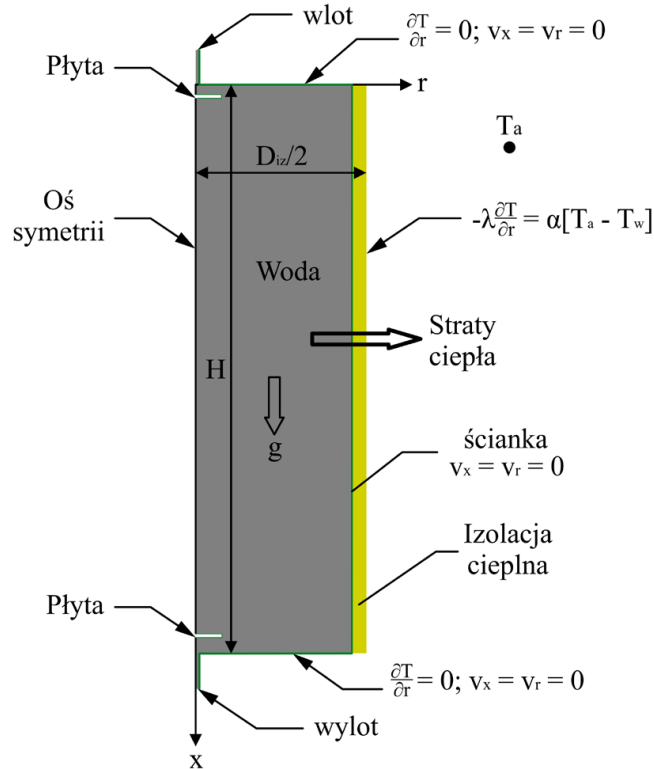
Ilość ciepła dostarczanego do miejskiej sieci ciepłowniczej stanowi ponad połowę zapotrzebowania na ciepło w ciągu roku kalendarzowego. Najmniejszy pobór energii cieplnej przez gospodarstwa ogrodnicze występuje w listopadzie oraz grudniu. W okresie letnim zapotrzebowanie odbiorców na ciepło jest podzielone równomiernie. Całkowity pobór energii termicznej przez system ciepłowniczy w 2017 r. wyniósł około 299 GWh, z czego 159 GWh zostało zużyte przez odbiorców należących do miejskiej sieci ciepłowniczej, kolejne 61 GWh zostało wykorzystane przez gospodarstwa ogrodnicze, a 79 GWh zostało przekazane do odbiorców należących do SSE.

5. Symulacja numeryczna CFD

W tym rozdziale opisano proces przygotowania symulacji CFD ładowania zasobnika gorącej wody. Poszczególne podrozdziały dotyczą modelu geometrycznego, warunków fizycznych, brzegowych i początkowych siatki obliczeniowej oraz doboru kroków czasowych.

5.1. Model geometryczny

Układ akumulatora ciepła jest układem symetrycznym, dzięki czemu zastosowana została płaska domena obliczeniowa z osiowosymetrycznymi warunkami brzegowymi (rys. 4).



Rys. 4. Model geometryczny z zaznaczonymi warunkami brzegowymi

Założono stałą wysokość słupa cieczy w zbiorniku, równą wysokości części cylindrycznej zbiornika, tj. 20 m oraz stałą średnicę wewnętrzną zbiornika równą 11 m. W analizie uwzględniono izolację cieplną o grubości 200 mm. Dla uproszczenia pominięto ściankę zasobnika, ze względu na nieznaczną wartość oporu cieplnego. Aby mogło zachodzić zjawisko stratyfikacji termicznej umieszczono płyty o średnicy 1 m i grubości 125 mm, oddalone o 1 m od wlotu i wylotu zbiornika. Średnice wlotu i wylotu są takie same i wynoszą 250 mm. Długość króćców przyłączeniowych do zbiornika, umieszczonych w dolnej i górnej części zbiornika w osi symetrii, jest równa 5-krotności ich średnicy.

5.2. Model matematyczny

Do zamodelowania procesu ładowania konieczne jest rozwiązanie nieustalonego zagadnienia wymiany ciepła i pędu. Ze względu na przeprowadzone obserwacje procesów wymiany pędu i ciepła w zbiorniku przyjęto, że przepływ jest laminarny. W modelu obliczeniowym przyjęto następujące uproszczenia:

- płyn jest nieściśliwy z wyjątkiem gęstości w członie reprezentującym siły masowe w równaniu ruchu, zapisanego dla kierunku osi x ,
- wpływ zmian lepkości płynu jest pomijalny,
- założono osiową symetrię przepływu, ze względu na zainstalowanie płyt na dopływie i odpływie wody.

Dwuwymiarowe, osiowo-symetryczne zagadnienie przepływowo-ciepłne określone jest za pomocą czterech podstawowych równań:

- równania ciągłości (zachowania masy) [14]:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = 0 \quad (1)$$

gdzie:

ρ – gęstość płynu, kg/m³,

t – czas, s,

x – współrzędna osiowa, m,

r – współrzędna promieniowa, m,

v_x – składowa osiowa wektora prędkości, m/s,

v_r – składowa promieniowa wektora prędkości, m/s.

- dwóch równań zachowania pędu w kierunku osiowym i promieniomym (równania Naviera–Stokesa) [14]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x v_x) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r v_x) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} (\rho v_x) \right) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\rho v_x) \right] + g\rho(T) \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie:

p – ciśnienie płynu, Pa,

ν – lepkość kinematyczna wody, m²/s.

- równania zachowania energii w układzie osiowosymetrycznym [9]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_r) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x v_r) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r v_r) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho v_r) \right) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\rho v_r) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie:

T – temperatura płynu, K,

ρ – gęstość płynu, kg/m³,

c_p – ciepło właściwe płynu, J/kg/K,

λ – współczynnik przewodzenia ciepła płynu, W/m/K.

5.3. Warunki fizyczne

Zmiana gęstości wody w funkcji temperatury, dla warunków normalnych, aproksymowana została funkcją:

$$\rho(T) = -0,002767T^2 - 0,17963T + 1003,914 \quad (4)$$

gdzie:

$\rho(T)$ – funkcja gęstości wody w zależności od temperatury, kg/m^3 ,

T – temperatura wody, K.

Przyjęte w obliczeniach wartości termofizyczne wełny mineralnej, stanowiącej izolację zewnętrzną, podane zostały w tab. 2.

Warto zaznaczyć, że zapisaną zależność gęstości wody (5) od temperatury uwzględniano w obliczeniach numerycznych ostatniego członu w równaniu (2), za pomocą procedury UDF (ang. *User Defined Function*).

Tabela 2. Właściwości termofizyczne wełny mineralnej

Parametr	Wartość	Jednostka
Gęstość	80	kg/m^3
Ciepło właściwe	750	kJ/kg/K
Przewodność cieplna	0,04	W/m/K

Zmienną temperaturę otoczenia przyjęto na podstawie danych pomiarowych. Założono stałą wartość współczynnika wnikania ciepła na powierzchni zewnętrznej izolacji, równą $10 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

5.4. Warunek początkowy

Bazując na danych pomiarowych z 20 czujników temperatury zainstalowanych w zbiorniku określono funkcję wielomianową 5. rzędu, opisującą początkowy rozkład temperatury wody, wykorzystując metodę aproksymacji średniokwadratowej. W warstwach wody o wysokości 1 m, zlokalizowanych bezpośrednio przy króćcu wlotowym i wylotowym, założono stałe wartości temperatury, równe wartościom temperatury odpowiednio z pierwszego i ostatniego punktu pomiarowego. Początkowy rozkład temperatury wody w zbiorniku przybliżony został następującym wielomianem piątego rzędu:

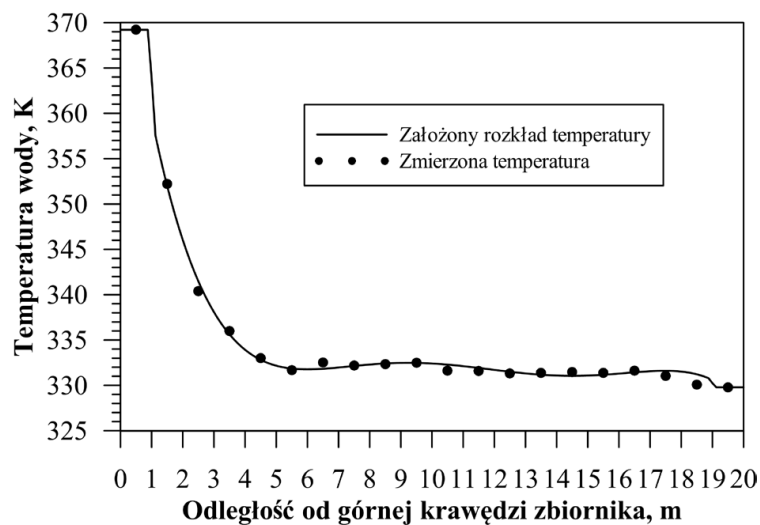
$$\begin{aligned}
 T_p(x) &= -0,000372x^5 + 0,022885x^4 - 0,538338x^3 \\
 &+ 6,0100907x^2 - 31,722123x + 395,390459 & 1 \leq x \leq 19 \\
 T_p(x) &= 369,21 & x < 1 \\
 T_p(x) &= 329,79 & x > 19
 \end{aligned} \tag{5}$$

gdzie $T_p(x)$ – założony początkowy rozkład temperatury wody w zbiorniku, K.

Na rysunku 5 przedstawiono początkowy rozkład temperatury wody w zbiorniku (6) oraz wartości temperatur, które zostały zarejestrowane przez układ pomiarowy na rzeczywistym obiekcie, w przyjętej chwili początkowej.

Parametry wody na wlocie do zbiornika zostały założone zgodnie z danymi pomiarowymi pobranymi z systemu SCADA, z częstotliwością próbkowa-

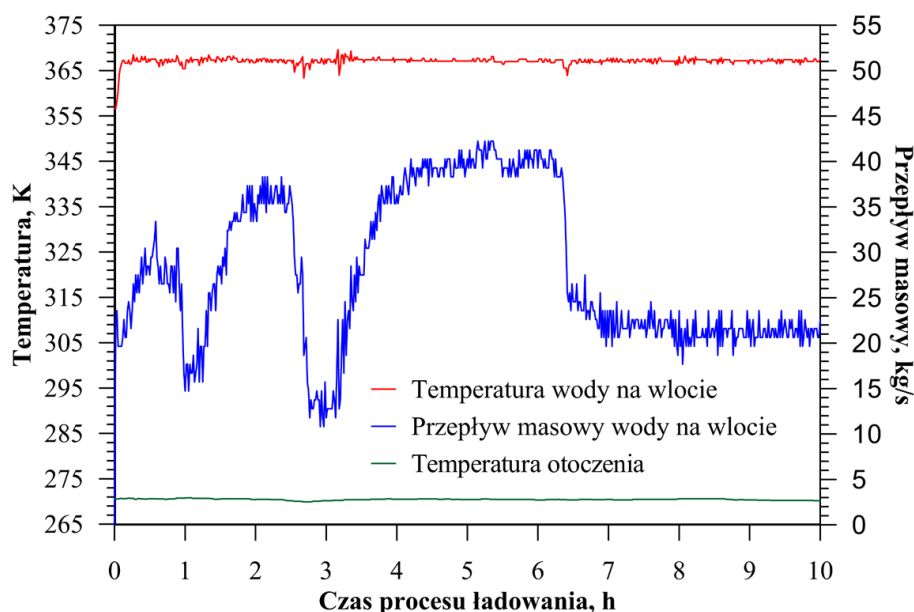
nia wynoszącą 1 min. Wartości dla każdego kroku czasowego były aproksymowane liniowo między poszczególnymi punktami pomiarowymi.



Rys. 5. Początkowy rozkład temperatury wody w zbiorniku

5.5. Warunki brzegowe

Na wlocie do zbiornika założono zmienną w czasie temperaturę wody oraz zmienny strumień masy wody wpływającej do akumulatora. Uwzględnione zostały straty ciepła przez boczną powierzchnię cylindryczną (warunek brzegowy trzeciego rodzaju). Przyjęto, że nie zachodzi wymiana ciepła przez górną i dolną powierzchnię zasobnika. Na wszystkich ściankach założono brak poślizgu, tzn. prędkość wody na ściance jest równa zero. Założono wartość przyspieszenia ziemskiego równą $9,81 \text{ m/s}^2$. Przyjęte warunki brzegowe przedstawiono na rys. 4.



Rys. 6. Wykres zależności warunków brzegowych od czasu

Zmiany parametrów wody na wlocie do zbiornika oraz zmiany temperatury otoczenia w funkcji czasu pokazano na rys. 6. W chwili początkowej $t = 0$ założono przepływ masowy równy 0 kg/s oraz temperaturę wody na wlocie 357 K. Po upływie jednej minuty temperatura wody na wlocie zmieniała się w niewielkim zakresie od 363 K do 369 K. W przypadku strumienia masowego wartość ta zmieniała się w zakresie od 10 do 40 kg/s. Można zauważyć, że największa moc cieplna doprowadzana była do zbiornika między 4 a 6 godziną procesu ładowania. Następnie przepływ obniżył się do wartości ok. 20–25 kg/s i obserwowane były niewielkie zmiany między kolejnymi krokami czasowymi. Temperatura otoczenia w trakcie całego procesu ładowania akumulatora zmieniała się w zakresie ± 1 K.

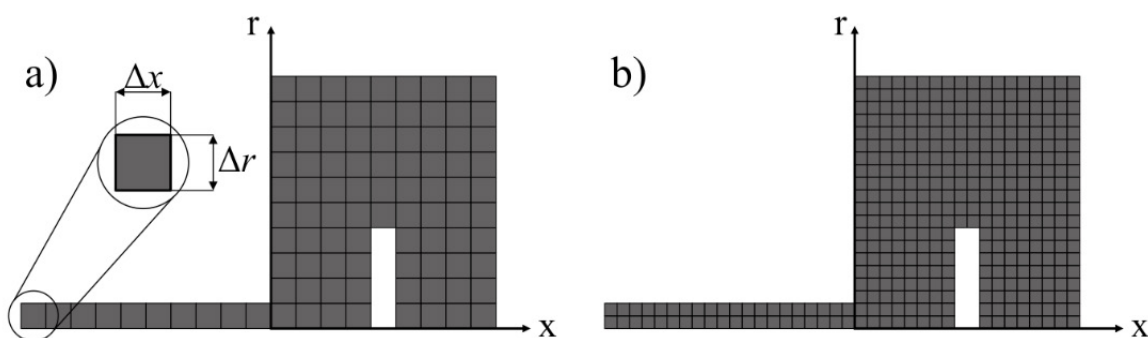
5.6. Siatka obliczeniowa

Sprawdzono wpływ gęstości siatki obliczeniowej na rozwiązanie. Obliczenia przeprowadzono dla rozmiaru elementu równemu promieniowi króćca wlotowego i wylotowego, wynoszącego 125 mm. Następnie zagęszczono dwukrotnie siatkę obliczeniową w kierunku promieniowym i po wysokości, otrzymując czterokrotny wzrost liczby elementów. W tabeli 3 zestawiono wymiary oraz ilość objętości kontrolnych.

Tabela 3. Parametry siatek obliczeniowych

Parametr	Symbol	Siatka nr 1	Siatka nr 2	Jednostka
Wysokość	Δx	0,1250	0,0625	m
Szerokość	Δr	0,1250	0,0625	m
Ilość objętości	n_{ok}	7 050	28 200	–

Widok fragmentów zastosowanych siatek obliczeniowych w rejonie wlotu pokazano na rys. 7.



Rys. 7. Fragmenty siatek obliczeniowych w rejonie wlotu: a) siatka nr 1, b) siatka nr 2

5.7. Krok czasowy

W celu wyznaczenia kroku czasowego obliczono wartość maksymalnej prędkości wody na wlocie do zbiornika. Wartość ta została wyznaczona dla maksymalnej wartości przepływu objętościowego.

$$v_{\max} = \frac{4V_{\max}}{3600\pi d^2} \quad (6)$$

gdzie:

v_{\max} – maksymalna prędkość przepływu wody na wlocie do zbiornika, m/s,

V_{\max} – maksymalny przepływ objętościowy wody na wlocie do zbiornika, m³/h,

d – średnica wewnętrzna króćca wlotowego w zbiorniku, m.

W ogólnym przypadku przepływów dwuwymiarowych liczba Couranta-Friedricha-Levego określana jest wzorem wykorzystującym obie składowe prędkości i oba wymiary objętości kontrolnej.

Jednak w uproszczeniu, jak to zostało pokazane w [3], krok czasowy może zostać wyznaczony jak dla przypadku jednowymiarowego przepływu, ponieważ wartość maksymalna prędkości wody jest osiągana w króćcu wlotowym do zbiornika, w który przepływ odbywa się tylko w jednym kierunku. Zatem zgodnie z wzorem na liczbę CFL krok czasowy wyraża się wzorem [15]:

$$\Delta t_{\max} \leq \frac{\Delta x}{v_{\max}} \quad (7)$$

gdzie:

Δt_{\max} – maksymalny dopuszczalny krok czasowy, s,

Δx – wysokość objętości kontrolnej, m.

Z analizy powyższego wzoru wynika, że dla tej samej prędkości maksymalnej w badanym przypadku krok czasowy jest wprost proporcjonalny do długości objętości kontrolnej. Czterokrotne zagęszczenie siatki powoduje dwukrotne skrócenie wartości kroku czasowego. Dla każdej siatki przeprowadzono dobór kroku czasowego indywidualnie oraz wyznaczono liczbę kroków czasowych, jaka musi zostać wykonana w celu przeprowadzenia symulacji całego procesu ładowania akumulatora przy użyciu poniższego wzoru:

$$n_{\Delta t} = \frac{\tau}{3600\Delta t} \quad (8)$$

gdzie:

$n_{\Delta t}$ – liczba kroków czasowych,

τ – czas ładowania akumulatora ciepła, h.

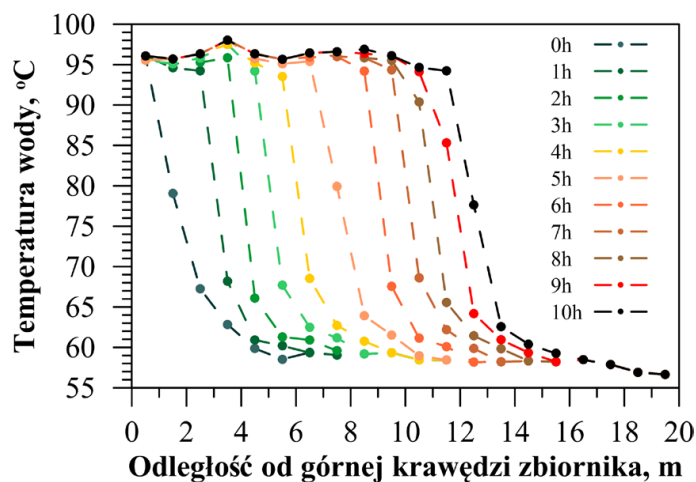
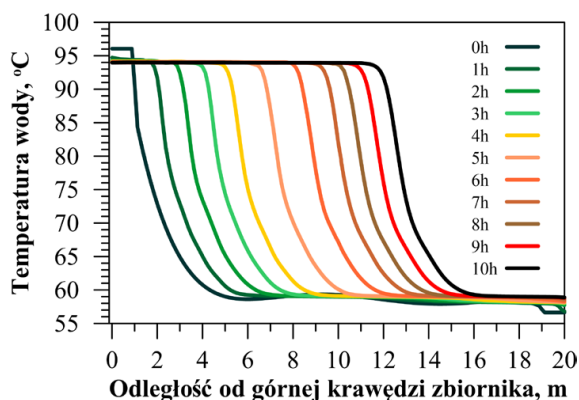
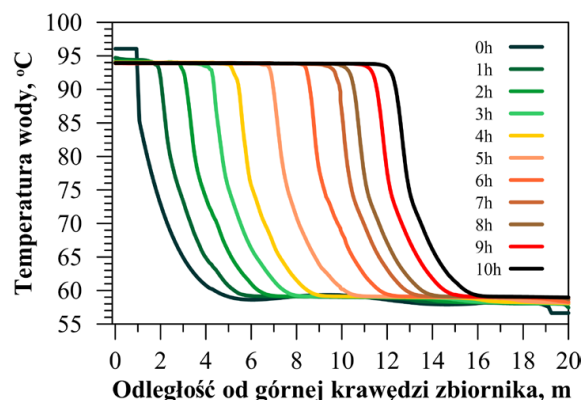
W tabeli 4 zestawiono wyniki doboru kroku czasowego oraz obliczoną liczbę kroków czasowych.

Tabela 4. Krok czasowy i liczba kroków czasowych

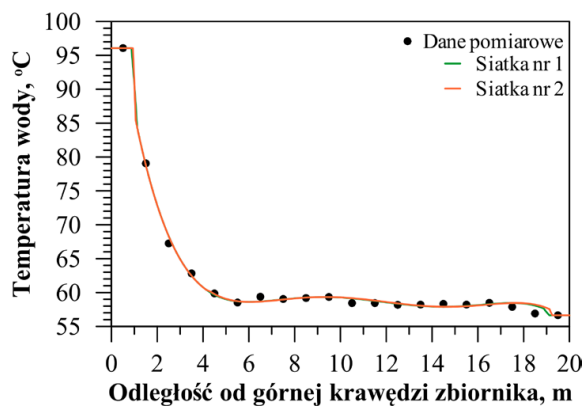
Parametr	Symbol	Siatka nr 1	Siatka nr 2	Jednostka
Wysokość	Δx	0,1250	0,0625	m
Maksymalna prędkość	v_{max}	0,876	0,876	m/s
Obliczony krok czasowy	Δt_{max}	0,14270	0,07135	s
Dobry krok czasowy	Δt	0,12000	0,06000	s
Czas ładowania	τ	10	10	h
Ilość kroków czasowych	$n_{\Delta t}$	300 000	600 000	-

6. Symulacja numeryczna CFD

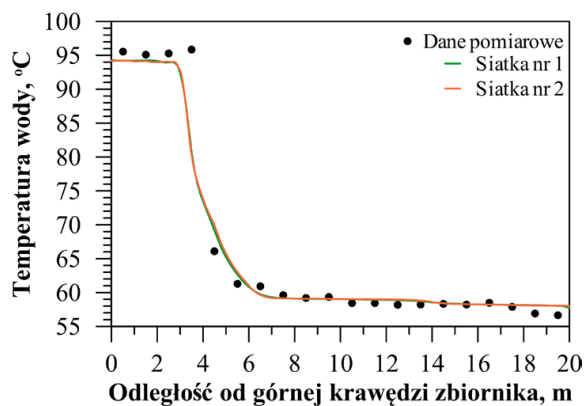
Na rysunkach 8–10 przedstawiono rozkłady temperatur po każdej pełnej godzinie procesu ładowania zbiornika dla danych pomiarowych (rys. 8) z obiektu rzeczywistego oraz dla każdej z siatek obliczeniowych (rys. 9 i 10).

**Rys. 8.** Rozkłady temperatur – dane pomiarowe**Rys. 9.** Rozkłady temperatur – siatka nr 1**Rys. 10.** Rozkłady temperatur – siatka nr 2

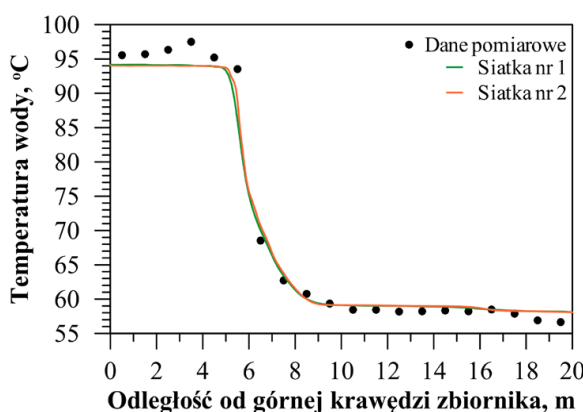
Na rysunkach 11–16 porównano rozkład temperatury na początku symulacji, a także po każdej pełnej parzystej godzinie procesu ładowania akumulatora ciepła, tj. po 2, 4, 6, 8 i 10 godzinach procesu z danymi pomiarowymi.



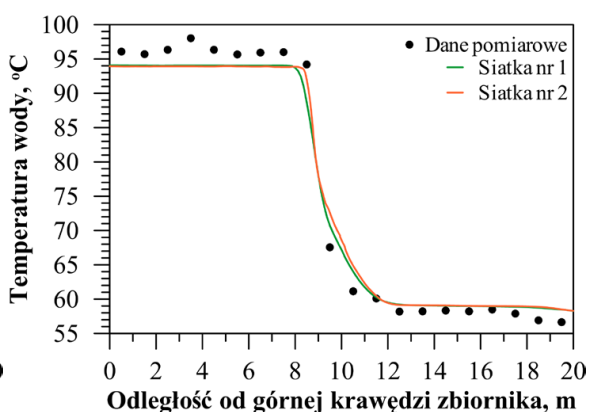
Rys. 11. Początkowy rozkład temperatur



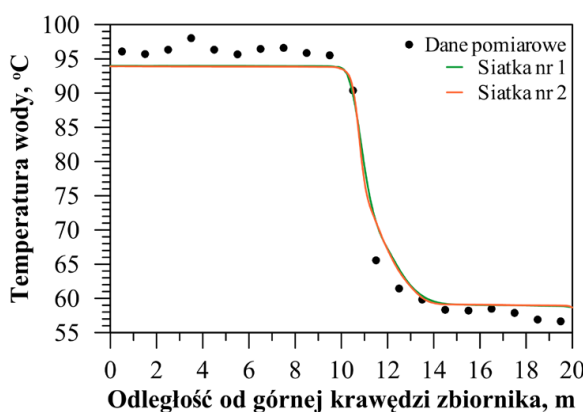
Rys. 12. Rozkład temperatury po 2 godzinach



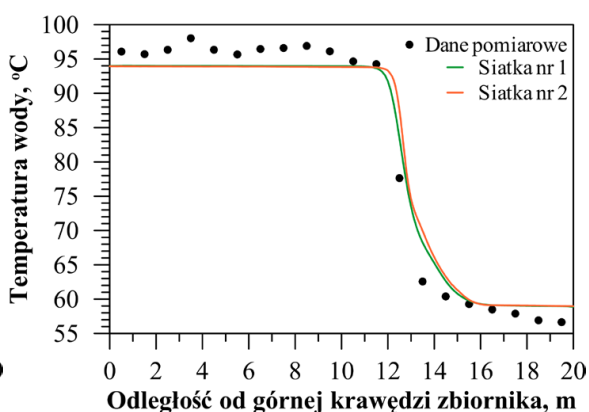
Rys. 13. Rozkład temperatury po 4 godzinach



Rys. 14. Rozkład temperatury po 6 godzinach



Rys. 15. Rozkład temperatury po 8 godzinach

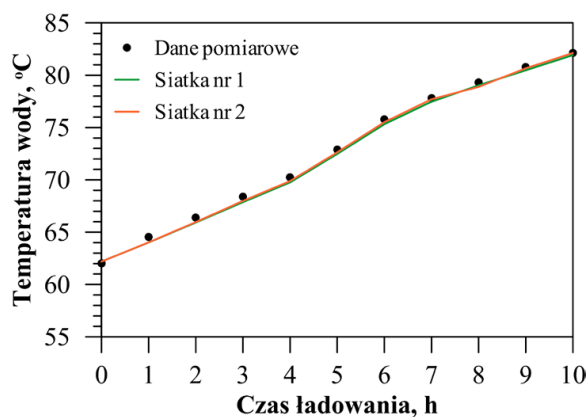


Rys. 16. Rozkład temperatury po 10 godzinach

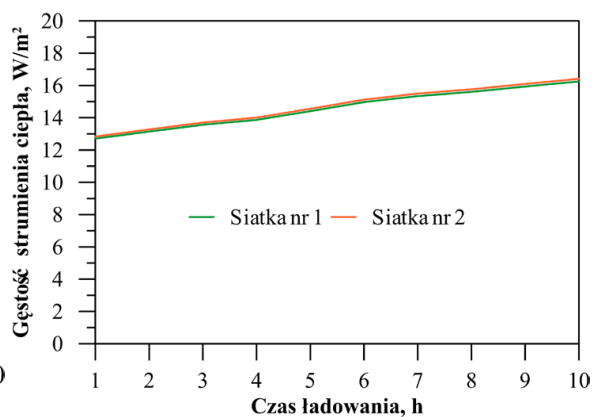
Wpływ gęstości siatki na obliczenia został porównany na rysunkach 17–19. Porównanie zostało przeprowadzone na podstawie analizy średniej temperatury wody w zbiorniku (rys. 17), gęstości strumienia ciepła,

który jest oddawany do otoczenia poprzez część cylindryczną akumulatora (rys. 18) i grubości warstwy przejściowej, oddzielającej wodę gorącą od wody zimnej (rys. 19). Średni strumień strat ciepła został odniesiony do powierzchni zewnętrznej zbiornika. Do wyznaczenia wartości grubości termokliny założono, że jeżeli temperatura wody jest niższa niż 62°C , woda znajduje się w strefie wody zimnej. Natomiast czynnik akumulujący ciepło znajduje się w strefie wody gorącej, gdy jego temperatura jest wyższa niż 92°C .

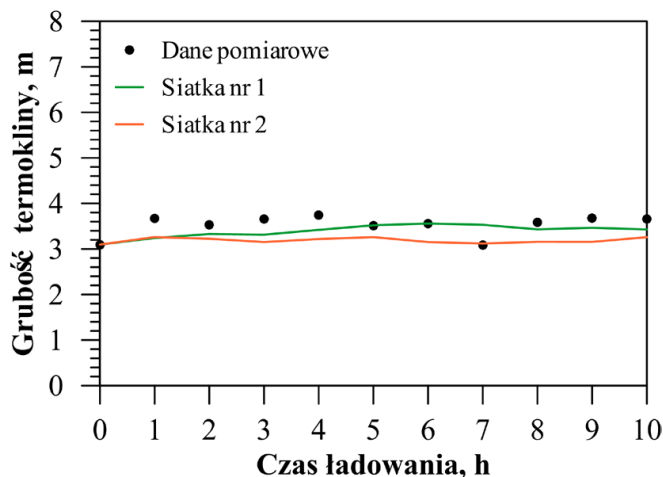
Na podstawie analizy wyników dla obu siatek uzyskano bardzo dobrą zgodność z wynikami pomiarów, co świadczy o prawidłowym doborze siatek obliczeniowych.



Rys. 17. Rozkłady temperatur – siatka nr 1



Rys. 18. Rozkłady temperatur – siatka nr 2



Rys. 19. Grubość warstwy przejściowej

7. Wnioski

W artykule zostały przedstawione wyniki przeprowadzonych obliczeń numerycznych nieustalonego zagadnienia przepływowo-ciepłnego, którego celem było zamodelowanie procesu ładowania akumulatora ciepła. Rezultaty symulacji CFD zostały porównane z danymi pomiarowymi z rzeczywistego

zbiornika gorącej wody, który jest zlokalizowany w jednej z polskich elektrociepłowni. W analizie porównawczej wykorzystano przede wszystkim metody graficzne.

Założenie zagadnienia osiowo-symetrycznego oraz umieszczenie uproszczonej geometrii króćca wlotowego mogło być przyczyną uzyskania zwiększonego stopnia zmieszania warstw wody o małej różnicy temperatur w strefach wody gorącej i zimnej. Rozbieżności w rozkładzie temperatury wody, w szczególności w warstwach wody gorącej oraz zimnej, nie powodują zaburzenia stratyfikacji ciepła i nie mają znaczącego wpływu na grubość warstwy przejściowej.

Wyznaczenie granic strefy przejściowej było możliwe poprzez wprowadzenie stałej wartości temperatur granicznych w całym rozważanym zakresie. Duża wartość grubości termokliny jest spowodowana zapewne w znacznej mierze małą smukłością badanego zbiornika, która wynosi zaledwie ok. 1,82 (stosunek wysokości do średnicy zbiornika).

Dobrana wielkość objętości kontrolnych ma bezpośredni wpływ na rezultaty oraz na wartość kroku czasowego, co ma również znaczenie w przypadku rzeczywistego czasu trwania obliczeń. Dla obu rozważanych przypadków uzyskano dobrą zgodność z pomiarami. Świadczy to o prawidłowym doborze siatek objętości kontrolnych.

Literatura

- [1] Wojciechowski H., *Małe elektrociepłownie gazowe z zasobnikami ciepła i gazu*, Instal 9, 2009.
- [2] Chandra Y.P., Matuska T., *Numerical prediction of the stratification performance in domestic hotwater storage tanks*, Renewable Energy 2020, 154(1), 1165–1179. DOI: 10.1016/j.renene.2020.03.090.
- [3] Kursun B., Okten K., *Effect of rectangular hot water tank position and aspect ratio on thermal stratification enhancement*, Renewable Energy 2018, 116, 639–646. DOI: 10.1016/j.renene.2017.10.013.
- [4] Wang Z., Zhang H., Dou B., Huang H., Wu W., Wang Z., *Experimental and numerical research of thermal stratification with a novel inlet in a dynamic hot water storage tank*, Renewable Energy 2017, 111, 353–371. DOI: 10.1016/j.renene.2017.04.007.
- [5] Wilk J., Bałona P., Smusz R., Rejman E., Świątoniowski A., Kiełbasa B., Szostak J., Cieślak J., Kowalski Ł., *Thermal stratification in the storage tank*, Procedia Manufacturing 2020, 47, 998–1003. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.04.306.
- [6] Gómez M.A., Collazo J., Porteiro J., Míguez J.L., *Numerical study of an external device for the improvement of the thermal stratification in hot water storage tanks*, Applied Thermal Engineering 2018, 144, 996–1009. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.023.

-
- [7] Bouhal T., Fertahi S., Agrouaz Y., El Rhafiki T., Kousksou T., Jamil A., *Numerical modeling and optimization of thermal stratification in solar hot water storage tanks for domestic applications: CFD study*, Solar Energy 2017, 157, 441–455. DOI: 10.1016/j.solener.2017.08.061.
- [8] Zachár A., Farkas I., Szlivka F., *Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows*, Solar Energy 2003, 74, 287–302. DOI: 10.1016/S0038-092X(03)00188-9.
- [9] Yang Z., Chen H., Wang L., Sheng Y., Wang Y., *Comparative study of the influences of different watertank shapes on thermal energy storage capacity and thermal stratification*, Renewable Energy 2016, 85, 31–44. DOI: 10.1016/j.renene.2015.06.016.
- [10] Kocijel L., Mrzljak V., Glažar V., *Numerical analysis of geometrical and process parameters influence on temperature stratification in a large volumetric heat storage tank*, Energy 2020, 194, 116878. DOI: 10.1016/j.energy.2019.116878.
- [11] Trojan M., Taler D., Dzierwa P., Taler J., Kaczmarski K., Wrona J., *The use of pressure hot water storage tanks to improve the energy flexibility of the steam power unit*, Energy 2019, 173, 926–936. DOI: 10.1016/j.energy.2019.02.059.
- [12] Bauer T., Steinmann W.D., Laing D., Tamme R., *Thermal energy storage materials and systems*, Annual Review of Heat Transfer 2012, 15, 131–177. DOI: 10.1615/AnnualRevHeatTransfer.2012004651.
- [13] Bepalko S., Munoz M.A., Halychyi O., *Overview of the existing heat storage technologies: sensible heat*, Acta Innovations 2018, 28, 82–113. DOI: 10.32933/ActaInnovations.28.8.
- [14] Bird R., Stewart W., Lightfoot E., Klingenberg D., *Introductory Transport Phenomena*, Wiley 2013.
- [15] Courant R., Friedrichs K., Lewy H., *Über die partiellen Differenzgleichungen der mathematischen Physik*, Mathematische Annalen 1928, 100, 32–74. DOI: 10.1007/BF01448839.